



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

농용트랙터 전방차축 현가장치의
유압회로 시뮬레이션

2017년 8월

서울대학교 대학원

바이오시스템 · 소재학부 바이오시스템공학전공
조 봉 진

농용트랙터 전방차축 현가장치의 유압회로 시뮬레이션

지도교수 김 학 진

이 논문을 공학석사학위논문으로 제출함
2017년 8월

서울대학교 대학원
바이오시스템·소재학부 바이오시스템공학전공
조 봉 진

조봉진의 석사학위논문을 인준함
2017년 8월

위 원 장 _____ 이 중 용 _____ (인)

부위원장 _____ 김 학 진 _____ (인)

위 원 _____ 윤 영 환 _____ (인)

국 문 초 록

본 연구에서는 고성능 트랙터의 개발의 일환으로 주행 안정성과 운전 편의성을 높일 수 있는 전방 차축 현가장치 개발을 위하여 유압 시뮬레이션과 개발 모델의 유효성 분석을 수행하였다. 전방 차축 현가장치는 타이어 이후의 직접적으로 진동이 전달되며 충격을 차단하는 데에 큰 역할을 한다. 하지만 현재 국내 트랙터에 적합한 차축 현가장치는 아직 개발 초보 단계이다. 본 연구에서는 국내 농용 트랙터에 적합한 전방차축 현가장치의 개발에 필요한 유압 회로부를 시뮬레이션 기법을 이용하여 설계하고자 하였다. 설계한 유압 회로부는 실린더, 어큐뮬레이터, 교축 밸브로 구성하였으며 개발 트랙터의 관련 물성을 고려하여 실린더의 사양을 결정하였다. 고유진동수를 고려하여 어큐뮬레이터의 용량을 결정하였고, 교축 밸브의 경우 전자제어 신호를 통하여 유량을 비례적으로 변경할 수 있는 밸브 기술을 적용하였다. 시뮬레이션은 SimulationX 프로그램을 이용하여 전방차축 현가장치 유압회로부를 설계하였다., 외부 충격을 반복적으로 가할수 있는 입력부와 현가 유압부품으로 구성된 요인시험 장치를 제작하여 유압의 단품 해석과 설계한 유압 회로부의 성능을 검증하였다. 개발한 시뮬레이션 모델을 이용 가상 신호입력에 따른 진동저감 정도를 비교한 결과 현가장치가 없는 기존 시스템보다 최대 83.9% 성능이 향상되는 것으로 나타났다. 또한, 개발한 현가장치 유압회로 모델을 이용하여 다양한 주파수 입력에 대한 충격 전달 특성을 분석한 결과, 선행 이론과 유사한 것으로 나타났다. 이러한 결과를 통해 전방차축 현가장치의 기능이 확보된 것으로 판단하였다. 향후 연구에서는 설계한 유압회로를 실제 농용 트랙터에 적용 성능을 확인하는 것이 필요하며, 자동 충격감지에 의한 현가장치의 감쇠력을 변경하는 반능동형 기술 개

발 또한 요구된다.

주요어 : 현가장치, 전방차축, 진동 차단, 시뮬레이션, 시험기

학 번 : 2015-23025

목 차

국문초록	i
목차	iii
List of Tables	v
List of Figures	vi
1. 서론	
1.1. 연구 필요성	1
1.2. 연구 목적	3
1.3. 문헌 조사	4
1.4. 관련 이론	8
1.4.1. 현가장치의 종류	8
1.4.2. 유압 현가장치의 스프링/감쇠 특성	12
1.5. 예비 실험 : 전방차축 현가장치의 진동 특성 분석 ...	19
2. 재료 및 방법	
2.1. 현가장치 유압 회로 개념도	31
2.2. 현가장치 시험기 개발	34
2.3. 시뮬레이션 모델 개발	43
2.3.1. 시뮬레이션 모델 구성 및 검증	43
2.3.2. 시뮬레이션 모델 분석	49
3. 결과 및 고찰	
3.1. 현가장치 시험기 개발 및 테스트	52
3.2. 시뮬레이션 모델 개발	56

3.2.1. 시뮬레이션 모델 구성 및 검증	56
3.2.2. 시뮬레이션 모델 분석	63
4. 요약 및 결론	76
5. 참고 문헌	78
Abstract	81

List of Tables

Table. 1. Comparison of passive, semi-active, active suspension system	10
Table. 2. Comparison of hydropneumatic, pneumatic, mechanical suspension system	11
Table. 3. Detailed conditions of measurement when driving over the asphalt road and artificial rough track	20
Table. 4. Comparison of reduction rate between suspension ON and OFF mode(time response)	25
Table. 5. Comparison of reduction rate between suspension ON and OFF mode(FFT analysis, 4~8 Hz)	29
Table. 6. Detailed specification of excitation part in the test rig	37
Table. 7. Detailed specification of hydraulic circuit part in the test rig	39
Table. 8. Detailed specification of sensors in the test rig	41
Table. 9. Hydraulic components and their characteristic value validated in simulation model	44
Table. 10. Summary of the tests for the simulation model	51

List of Figures

Figure. 1. Hydraulic circuit of front axle suspension for agricultural tractor made by Carraro	7
Figure. 2. Compromise present in suspension design(figure from Sarami, 2009)	9
Figure. 3. Schematic diagram of a hydraulic suspension system	12
Figure. 4. Hydraulic circuit of the front axle suspension(CNH T5 110)	19
Figure. 5. Test tracks for measuring vertical acceleration of a front axle	21
Figure. 6. Test tractor and acceleration sensors for measuring vertical acceleration of a front axle and a body	21
Figure. 7. Time response of acceleration of the front axle and body (Asphalt, 3 km/h)	22
Figure. 8. Time response of acceleration of the front axle and body (Asphalt, 10 km/h)	23
Figure. 9. Time response of acceleration of the front axle and body (Asphalt, 30 km/h)	23
Figure. 10. Time response of acceleration of the front axle and body(Wooden road, 5 km/h)	24
Figure. 11. RMS acceleration of the front axle and body(time response)	24
Figure. 12. FFT analysis of acceleration of the front axle and body(Asphalt, 3 km/h)	26
Figure. 13. FFT analysis of acceleration of the front axle and	

body(Asphalt, 10 km/h)	26
Figure. 14. FFT analysis of acceleration of the front axle and body(Asphalt, 30 km/h)	27
Figure. 15. FFT analysis of acceleration of the front axle and body(Wooden road, 5 km/h)	27
Figure. 16. RMS acceleration of the front axle and body(FFT analysis, 4~8 Hz)	28
Figure. 17. Effect of damping ratio : example of a road to chassis frequency(Savaresi, 2010)	29
Figure. 18. Schematic design of a front axle hydraulic suspension system	33
Figure. 19. Schematic diagram of a test rig	35
Figure. 20. Part of excitation system in the test rig	35
Figure. 21. Cylinder, servo valve(left), and amplifier(right) in the test rig	36
Figure 22. Accumulators(left) and hydraulic unit(right) in the test rig	36
Figure. 23. Test rig guidance designed by CAD program	38
Figure. 24. Configuration of hydraulic circuit part in the test rig	38
Figure. 25. Sensors used in the test rig	40
Figure. 26. Data acquisition system used in the test rig	40
Figure. 27. LabVIEW programming code used to measure sensors in DAQ system	41
Figure. 28. hydraulic simulation model of a front axle suspension system using SimulationX	44
Figure. 29. Characteristic curves of the throttle valve regarding	

flow versus current	46
Figure. 30. Comparison of a step signal between real data and ideal data(1 V, 11 mm/s)	52
Figure. 31. Comparison of a step signal between real data and ideal data(2 V, 65 mm/s)	53
Figure. 32. Comparison of a step signal between real data and ideal data(10 V, 80 mm/s)	53
Figure. 33. Comparison of a sinusoidal signal between real data and ideal data(1 Hz, 25 mm)	54
Figure. 34. Comparison of a sinusoidal signal between real data and ideal data(2 Hz, 12.5 mm)	54
Figure. 35. Comparison of a sinusoidal signal between real data and ideal data(4 Hz, 5.5 mm)	55
Figure. 36. Improved hydraulic pneumatic suspension circuit using SimulationX program	56
Figure. 37. Cylinder force versus time graphs in the suspension system used for hose validation	57
Figure. 38. Boundary friction versus time graph in the suspension system	58
Figure. 39. Cylinder force versus time graphs in the suspension system used for accumulator validation	59
Figure. 40. Cylinder force versus time graphs in the suspension system used for throttle valve validation(6 V)	60
Figure. 41. Cylinder force versus time graphs in the suspension system used for throttle valve validation(8 V)	60
Figure. 42. Cylinder force versus time graphs in the suspension system when imposed sine wave(0 V)	61

Figure. 43. Cylinder force versus time graphs in the suspension system when imposed sine wave(6 V)	61
Figure. 44. Cylinder force versus time graphs in the suspension system when imposed sine wave(8 V)	62
Figure. 45. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(3 km/h, asphalt)	63
Figure. 46. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(10 km/h, asphalt)	64
Figure. 47. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(30 km/h, asphalt)	64
Figure. 48. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(5 km/h, wooden road)	65
Figure. 49. Comparison of RMS acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension	65
Figure. 50. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(frequency response, 3 km/h, asphalt)	66
Figure. 51. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(frequency response, 10 km/h, asphalt)	67
Figure. 52. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(frequency response, 30 km/h, asphalt)	67
Figure. 53. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(frequency response, 5 km/h, wooden road)	68
Figure. 54. Comparison of RMS acceleration of sprung mass	

between suspension and non-suspension(FFT analysis, 4~8 Hz)
68

Figure. 55. Comparison of acceleration of sprung mass between
maximum diameter and minimum diameter(1 Hz, 10 mm) 69

Figure. 56. Comparison of acceleration of unsprung mass between
maximum diameter and minimum diameter(1 Hz, 10 mm) 70

Figure. 57. Comparison of acceleration of sprung mass between
maximum diameter and minimum diameter(4 Hz, 6.4 mm) 70

Figure. 58. Comparison of acceleration of unsprung mass between
maximum diameter and minimum diameter(4 Hz, 6.4 mm) 71

Figure. 59. Comparison of acceleration of sprung mass between
maximum diameter and minimum diameter(8 Hz, 3.2 mm) 71

Figure. 60. Comparison of acceleration of unsprung mass between
maximum diameter and minimum diameter(8 Hz, 3.2 mm) 72

Figure. 61. Comparison of RMS acceleration of sprung / unsprung
mass between maximum diameter and minimum diameter 72

Figure. 62. Comparison of RMS acceleration of sprung mass
between maximum diameter and minimum diameter73

Figure. 63. Comparison of RMS acceleration of unsprung mass
between maximum diameter and minimum diameter73

Figure. 64. Sum of RMS acceleration of unsprung mass and
sprung mass74

1. 서론

1.1. 연구 필요성

최근 내구성이 높고 고속 운전이 가능한 대형 트랙터에 대한 소비자의 요구가 커지고 있다. 그 중 하나로서, 현가장치(suspension)가 포함된다. 현가장치의 기본 역할은 외부에서 오는 진동을 차단(isolation)하여 탑승자에게 승차감을 제공하고, 차체가 노면 위에서 높은 주행성을 갖도록 타이어의 접지력(contact force)을 제공해주는 것이다. 특히, 트랙터의 경우에는 노외(off-road) 작업이 많기 때문에 노면으로 부터의 충격이 더 크고 장시간 작업하는 경우가 많아서 진동에 대한 노출이 더 심하다. 따라서 트랙터에도 현가장치를 설치하여 노면으로 부터의 충격을 차체와 차단해야 하며, 노면과의 접촉하는 힘을 향상시켜 높은 승차감(comfort), 접지성(contact), 안정성(stability)을 얻어야한다.

트랙터의 현가장치는 크게 좌석, 캐빈(cabin), 차축, 3점 히치(hitch), 타이어에 적용이 된다. 그 중, 차축은 타이어 다음에 노면으로 부터의 충격을 받는 부분이며, 또한 조향에 큰 영향을 주기 때문에 차축에 적합한 현가장치가 필요하다. 차축 중에서도 후방차축보다 전방차축이 조향에 더 큰 영향을 주며, 비교적 현가장치의 설치가 쉬운 편이기 때문에 전방차축에 대한 현가장치의 연구가 활발하게 진행되고 있다.

선진국에서는 이미 전방차축의 현가장치에 대한 활발한 연구는 물론 관련 제품 또한 보급되고 있다. 반면, 현재 국내에는 현가장치가 적용된 트랙터가 개발되지 않고 있으며 국외의 카라로(carraro)사 등의 현가장치가 장착된 전방차축을 150 마력급 국내 트랙터에 적용 공급하고 있는 실정이다. 따라서 전방차축용 현가장치에 대한 연구를 통하여 국내 트랙터에 적용될 수 있는 독자적인 설계기술 개발이 필요하며 국내의 영농조건에 맞는 현가장치와 관련된 연구수행이 시급한 실정이다.

본 연구의 궁극적 목표는 국내 트랙터와 영농 실정에 적합한 전방차

축의 현가장치의 유압회로 개발이다. 현가장치 시스템 개발을 위해서는 주행 중 노면충격을 적절하게 흡수하는 유압요소와 관련 회로구성이 중요하다. 기본적으로 현가장치는 스프링(spring)과 댐퍼(damper)로 구성되는데, 스프링의 경우 에너지를 저장하고 댐퍼의 경우 충격에너지를 열에너지로 바꿔준다. 최근에 들어서는 고성능 현가장치에 어큐뮬레이터와 실린더 등의 유압 요소들(hydraulic elements)로 구성된 유압 회로가 스프링과 댐퍼의 역할로 사용되고 있다.

과거 현가장치는 기계식 스프링과 댐퍼로만 구성된 수동형 방식인데, 노면의 조건과 관계없이 수동으로 고정된 특성값(parameter)을 갖는 경우가 많다. 승차감과 접지성은 서로 상충되는 특성을 갖기 때문에, 승차감이 좋아지면 접지성이 나빠지며, 반대의 경우도 성립이 된다. 스프링과 댐퍼의 특성이 고정된 기계식의 현가장치가 장착되는 경우, 일정한 승차감과 접지성을 갖게 되어 다양한 노면과 주행 조건에서는 적합하지 않다. 최근의 유압식 현가장치는 노면의 상태와 트랙터의 주행 속도 등에 따라 감쇠 계수나 스프링 계수를 제어할 수 있는 형태로 개발되고 있다. 따라서 국내 영농 조건에 적합한 유압식 현가장치를 구성하는 것이 중요하다고 볼 수 있다.

이를 위해서 본 연구에서는 농용 트랙터의 전방차축에 적용할 수 있는 유압 회로를 개발하고자 하였다. 이를 위해, 유압 회로도를 구성하여 기본적인 회로의 요소들을 선별하였다. 시험기를 개발하여 유압 회로를 구성해보고 시뮬레이션 모델의 유효성을 확인하였다. 시뮬레이션 모델을 통하여 현가장치의 기능이 올바르게 작동하는지 확인하였다. 이를 바탕으로 최종적으로 유압 회로도를 개발하였다.

1.2. 연구 목적

본 연구는 국내 생산 중인 트랙터에 적용 가능한 전방차축 현가장치의 유압 회로 시뮬레이션 구성에 목적을 두고 있다.

목적의 달성을 위한 구체적인 연구 방법은 다음과 같았다.

1) 실린더, 어큐뮬레이터, 교축밸브, 펌프 등의 주요 유압 요소를 선별하여 현가장치용 유압 회로도를 구성하고,

2) 구성한 유압 회로의 유효성을 할 수 있는 시험 장치를 개발하여 현가장치의 기능이 정상적으로 작동하는지를 확인하여,

3) 최종적으로는 시뮬레이션 모델을 개발 및 유효성을 확인하였다.

위의 연구 방법을 통해 기존의 현가장치가 없는 경우 보다 개발한 시뮬레이션 모델에서 노면의 진동을 더욱 잘 차단하도록 하는 것이 연구의 목적이다.

1.3. 문헌조사

ISO 2631-1 (1997)에 따르면 수직방향의 가속도 중에 사람이 가장 민감한 주파수 영역대는 4~8 Hz이고, 수평방향 가속도 중에 사람이 가장 민감한 주파수 영역대가 1~2 Hz라는 것을 밝히고 있으며 종합적으로 감성 주파수는 1~80 Hz 영역대라고 제시하고 있다. 또한 승차감의 측정은 RMS 가속도를 통해서 비교할 수 있음을 밝히고 있다. RMS 계산과 관련된 식은 다음과 같다.

$$a_w(t_0) = \left\{ \frac{1}{\tau} \int_{t_0 - \tau}^{t_0} [a_w(t)]^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

where,

$a_w(t)$ = the instantaneous acceleration [m/s²]

τ = the integration time for running averaging [s]

t_0 = the time of observation [s]

노출 시간과 진동의 크기에 따라 1 일 노출 시간이 4 시간일 때는 0.572 m/s²으로 8 시간일 때는 0.404 m/s²으로 건강 위험 한계 영역을 제시하였다. 또한, 순간적으로 RMS 가속도가 0.315 m/s²이상일 때 불편함을 느끼는 것으로 밝히고 있다.

Giliomee (1998)는 반능동 공유압 스프링 댐퍼의 개발에 관한 연구를 하였고 솔레노이드 밸브를 통해 어큐뮬레이터를 연결 또는 차단하면서 스프링 계수를 변경하는 기술을 연구하였다. 그 결과 노외에서는 스프링 계수를 줄여 승차감을 향상시키고, 도로(on-road)에서는 스프링 계수를 높여 조향감을 향상시키면서 승차감과 조향감을 조절하는 연구를 수행하였다.

Deprez 등(2005)은 수동형 현가장치와 반능동형 유압 현가장치가 운전자의 승차감에 미치는 영향을 조사하였다. 수동형과 반능동형 캐빈 현가

장치의 모델링 후에 ISO 2631과 BS 6841의 기준에 따라 특성치들을 최적화하여 승차감을 비교한 결과, 반능동형 유압 현가장치의 경우에 지표에 따라 60~90% 가량 승차감이 개선된 것을 밝혔다.

Els (2005)는 객관적인(objective) 방법으로 측정한 승차감과 주관적인(subjective) 의견으로 나타낸 승차감에 대한 느낌 사이의 상관관계를 연구하였다. 객관적인 방법으로는 ISO 2631, BS 6841, Average Absorbed Power, VDI 2057 방법을 이용하였으며 주관적인 의견은 61명의 설문조사를 통해 조사되었다. 그 결과, 수직방향 가속도를 나타내는 RMS, RMQ, VDV, eVDV 값을 이용한 상관관계가 가장 높은 상관계수를 나타내며, 신뢰도가 높다고 보고하였다.

Uys 등(2007)은 노외기계를 ADAMS 프로그램을 이용한 모델링을 통해 최적의 승차감을 제공해주는 반능동형 현가장치를 위한 스프링과 댐퍼 계수 설정에 관한 연구를 진행하였다. 스프링과 댐퍼의 계수는 승차 모드(ride mode)와 조향 모드(handling mode)로 구성되며 목적 함수를 만들기 위해 노면 프로파일(profile)과 차속에 대한 시뮬레이션 모델을 만들어 Dynamic-Q 알고리즘을 통해 모델의 계수를 선정하였다. 그 결과, 단일한 노면에 대한 최적값은 다른 도로와 다른 속도에서도 승차감을 향상시켰고 또한 승차감을 높이기 위해서는 후방차축의 경우에는 부드러워야 하며, 전방차축의 경우 노면 상태에 따라서 다른 것으로 나타났다.

Sarami (2009)는 온/오프(on/off) 방식의 스카이 훅(sky hook) 제어가 들어간 트랙터의 전방차축에 적용되는 반능동형 현가장치를 개발하였다. 현가장치의 유압 회로와 구성 요소들을 수학적식으로 모델링 하여, MATLAB-Simulink 프로그램을 통해 모델과 제어를 적용하여 시뮬레이션 상에서 성능을 측정한 후에, 실차인 트랙터에 설치하여 성능을 평가하였다. 측정 결과, 평균적으로 좌석의 가속도는 13% 감소하였고 바퀴의 동하중 변화(dynamic force variation)는 6% 감소하는 것으로 나타났다.

Chengbin 등(2011)은 Simulation X 프로그램으로 굴삭기의 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 모델이 된 굴삭기는 시판되는 굴삭기이며, Simulation X를 통해 굴삭기의 동역학적 모델을 만들었으며 굴삭기 내부

에 있는 제어 밸브와 펌프 등을 모델링하여 유압해석과 동역학해석을 함께할 수 있는 굴삭기 모델을 개발하였다. 모델의 확인은 실제 굴삭기의 실차 실험에서의 버킷(bucket)과 암(arm)의 움직임과 압력 변화와 비교하였고 그 결과 실제와 유사하게 추종하는 것을 밝혀냈다.

Van 등(2013)은 수동형 현가장치와 강인제어(robust control)를 포함한 능동형 현가장치의 성능을 측정하였다. 실제 시판되는 차량의 특성값을 반영하여 시험기를 구성하였으며, 노면은 확률적인(stochastic) 조건과 결정론적인(deterministic) 조건을 제공하였다. 또한, 승차감은 주로 수직 방향의 가속도에 영향을 받는 것으로 정의하여 실험을 진행하였다. 실험 결과 확률적인 조건에서 승차감이 41% 증가하였고 결정론적인 조건에서는 53% 증가하였으며 강인 제어의 안정도 또한 특이값(singular value)은 1 이하로 나와 성능과 안정도 모두를 만족한다는 것을 밝혔다.

Cho 등(2016)은 125 마력급 트랙터에 적용된 프론트 로더의 충격 저감을 위한 유압 회로 개선을 제안하였다. 연구에서는 기존 국내의 프론트 로더의 충격 저감을 위한 유압 회로가 어큐뮬레이터 단독으로 사용되었기 때문에 RMS 가속도가 증가하는 현상이 나타났으며, 또한 실린더가 상승과 하강을 하는 동안 회로가 막히는 현상이 발생하는 문제점이 있다는 것을 밝혔다. 이에 대한 해결책으로 어큐뮬레이터와 교차밸브를 이용 우회 회로를 제작하여 RMS 가속도를 기존 대비 42.2% 감소하도록 하였다.

Sim 등(2017)은 SimulationX 프로그램을 통해서 트랙터 캐빈용 반능동형 현가장치의 유압 회로를 모델링하였다. 회로의 유효성 확인을 위하여 실린더의 로드와 피스톤 부의 압력과 감쇠력을 비교하였으며 확인된 회로를 바탕으로 반능동형 현가장치의 제어 알고리즘을 적용하였다. 제어 알고리즘으로 LQG(Linear Quadratic Gaussian)법을 사용하였으며, Matlab/Simulink 프로그램을 활용하여 모델링한 트랙터에 적용하였다. 현가장치의 성능을 나타내기 위해서 실제와 유사한 노면 조건을 제공하였으며, 그 결과 ISO-2631-1 기준에 따른 적정한 승차감을 얻어냈다.

해외 트랙터의 사례를 보면, Carraro의 차축의 유압회로는 Figure. 1과

같다. 좌우 실린더를 따로 조절 가능한 독립형 차축을 작동시키기 위한 유압회로로 구성되었다. 높낮이를 조절할 수 있는 기능과 진동을 차단할 수 있도록 수동형 현가시스템으로 구성되었다. 마스터 밸브(Master valve)를 통하여 실린더의 인장을 조절하며, 어큐뮬레이터와 오리피스스를 통해 진동 차단 기능을 포함하였다. 부하 감지(Load sensing) 기능과 피스톤 펌프를 통하여 부하에 맞도록 높이가 조절되도록 구성되었다.

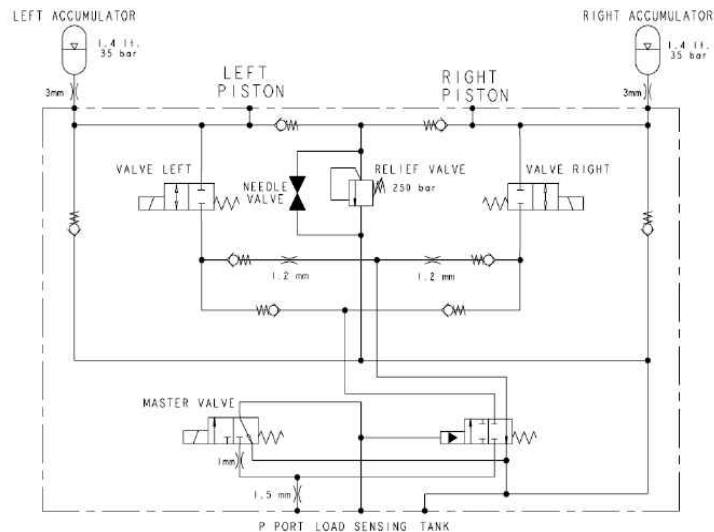


Figure. 1. Hydraulic circuit of front axle suspension for the agricultural tractor made by Carraro

지금까지 연구되었던 내용들을 종합하면, 승차감과 조향감 사이의 상충되는 관계를 해결하기 위하여 현가장치는 수동형에서 제어가능한 형태의 반능동형, 능동형 현가장치들이 개발되고 있다. 또한 농용 트랙터의 현가장치 연구는 주로 캐빈용 현가장치가 많았다. 개발 방법으로는 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 동역학 모델이나 유압 회로 모델을 구성하는 경우가 많았으며, 개발한 모델에 알고리즘이나 제어 기법을 추가하여 더 나은 현가장치의 성능을 구현한 경우가 많이 있었다.

1.4. 관련 이론

1.4.1. 현가장치의 종류

현가장치는 작동 방식에 따라서 수동형, 반능동형, 능동형 현가장치로 나뉜다. 가장 많이 실용화된 현가장치는 수동형 현가장치로, 현가장치 요소들의 특성치가 일정하다. 그렇기 때문에, 좋은 승차감과 좋은 접지성을 동시에 얻을 수 없다는 단점이 존재한다. 흔히 현가장치는 딱딱하거나(hard) 부드럽다(soft)는 특성을 가지고 있다. 딱딱한 경우에는 감쇠 계수가 높아서 안정성(stability)과 접지성이 좋으나 승차감이 떨어지며, 부드러운 경우에는 감쇠 계수가 낮아서 승차감이 좋으나 접지성이 떨어진다. 감쇠 계수는 감쇠비와 연관이 있는데, 관계식은 다음과 같다.

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (2)$$

where,

c = damping coefficient of the mass [N · S/m]

m = mass [kg]

k = stiffness of the mass [N/m]

Figure. 2 (Sarami, 2009)는 감쇠비에 따른 승차감과 접지성의 상충되는 관계를 나타낸다. Figure. 2에 따르면 감쇠비는 승차감에 반비례하고 접지성과 안정성에 비례한다. 감쇠비는 감쇠 계수에 비례하고 스프링 계수에는 반비례 하므로 결국 승차감은 감쇠 계수에 반비례하고 스프링 계수에는 비례하게 된다. 수동식 현가장치는 이러한 상충 관계를 극복할 수 없기 때문에, 차량의 목적에 따라 승차감과 접지성 중에서 한 부분에 중점을 둘 수밖에 없게 된다. 이러한 단점을 극복하기 위해서 개발된 현가장치가 바로 반능동형과 능동형 현가장치이다.

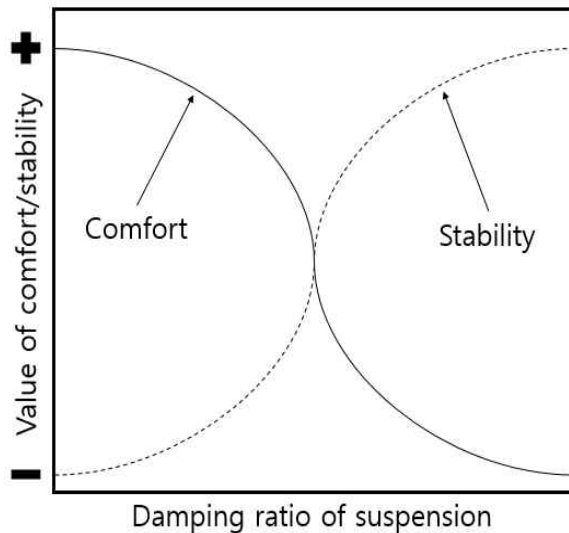


Figure. 2. Compromise present in suspension design (figure from Sarami, 2009)

반능동형 현가장치와 능동형 현가장치는 전기, 전자와 센서 기술의 개발에 따라 많은 발전이 이루어져 왔다. 노면이나 차체의 조건을 감지하여 전기 신호를 통해 현가장치의 특성치를 변화시켜 승차감과 접지성 사이에 최적화를 할 수 있다는 점에서 수동형 현가장치에 비해서 장점이 있다. 반능동형과 능동형 현가장치는 일반적으로 제어 기술을 포함하게 되며, 제어는 필요에 따라 개회로(open loop) 혹은 폐회로(closed loop)로 구성이 된다.

능동형 현가장치는 외부 동력원을 통해서 현가장치 실린더의 스트로크를 제어해주는 방식으로 작동된다. 외부 충격에 반응하여 충격을 줄여주는 방향으로 실린더에 유체가 공급되게 되므로 효과가 크고 제어 영역(control bandwidth)이 높다고 볼 수 있다. 하지만, 설치 및 운용비용이 비싸고, 외부 동력원을 사용하므로 공간을 많이 차지하고, 또한 고장에 대한 대처(failure mode problem)가 어렵다는 단점이 있어서 실용화가 어려운 문제가 있다.

반능동형 현가장치는 능동형과 달리 외부 동력원이 존재하지 않으며, 가변 댐퍼를 사용하여 노면이나 차체의 상태에 따라서 그 값을 변화시키게 된다. 따라서 반능동형 현가장치는 수동형에 비해서 효과적이며 제어가 가능하며, 능동형 현가장치에 비해서는 값이 싸고 설치가 쉽고 고장에 대한 대처가 간편한 편이다. Table. 1은 수동형, 반능동형, 능동형 시스템을 비교한 표이다.

Table. 1. Comparison of passive, semi-active, active suspension system

	Passive system	Semi-active system	Active system
Feedback	No feedback loop	Feedback loop concluded	Feedback loop concluded
Energy consumption	No energy consumption	Low	High

현가장치는 구성 방식에 따라서 유공압식, 공압식, 기계식 현가장치로 나눌 수 있다. 그 중에서 유공압식 현가장치는 노외 기계에 설치하기 적합한 형태이다. 유공압식 현가장치의 적용은 큰 부하의 변화가 있어서 높이 변화가 필요한 경우, 높이 변화를 직접 조절해야할 필요한 경우, 험한 조건에서 사용하여 강인성이 필요한 경우, 유공압 에너지를 공급할 수 있는 시스템이 존재하는 경우, 스프링 계수를 조절해야할 필요가 있을 때 적합하다. Table. 2는 유공압식, 공압식, 기계식 현가장치의 특징을 비교한 표이다.

Table. 2. Comparison of hydropneumatic, pneumatic, mechanical suspension system

	Hydropneumatic system	Pneumatic system	Mechanical system
Spring characteristics	Good	Good	Bad
Level control	Good	Normal	Bad
Cost	High	High	Low
Reliability and robustness	High	Low	High
Design space requirement	High	High	Low

위의 내용을 종합하여 보면 현가장치는 승차감과 조향감 사이의 상충되는 한계를 극복하는 쪽으로 발전이 이뤄졌다. 그 결과 기능적으로 반능동형, 능동형 현가장치에 대한 이론이 개발되었다. 현가장치의 또 다른 구분으로는 구성 요소의 종류에 따라서 유공압(유압), 공압, 기계식 시스템으로 구성된다. 기계식의 경우 가장 안정성이 높지만, 성능이 떨어지는 단점이 있으며 공압식의 경우 성능은 괜찮으나, 가격이 비싸고 안정하지 않다는 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 적용 비용과 효과를 고려하여 유압식 현가장치를 구성하였다. 또한 향후에 더 나은 기능을 구성하기 위하여 반능동형 제어 알고리즘을 적용할 수 있도록 회로의 유연성을 높이도록 구성하였다.

1.4.2. 유압 현가장치의 스프링/감쇠 특성

유압 현가장치는 Figure. 3과 같이 유압 실린더, 어큐물레이터, 유압 저항인 교축밸브로 구성된다. 유압 실린더와 어큐물레이터는 함께 사용되어 스프링의 역할을 하게 되며, 이는 노면에서 전달되는 충격 가진 (shock excitation)을 흡수하여 에너지 형태로 저장하였다가 차체가 서서히 흡수하게끔 만들어준다. 한편, 교축밸브는 유압 실린더와 함께 사용되어 댐퍼 역할을 하여 어큐물레이터에 의해서 저장된 에너지를 열에너지 형태로 소멸(dissipate)시키는 역할을 한다. 따라서 유압 현가장치의 기능을 이해하기 위해서는 어큐물레이터의 스프링 특성과 교축밸브의 댐퍼 특성을 알아야할 필요성이 있다.

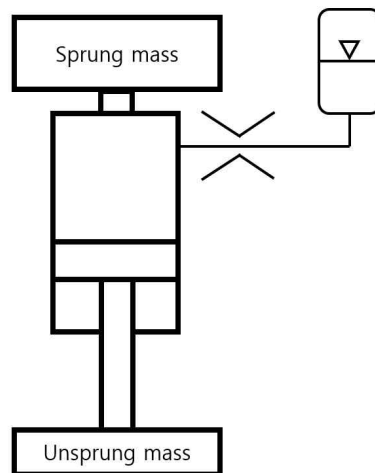


Figure. 3. Schematic diagram of a hydraulic suspension system

스프링 계수는 유압 현가장치의 스프링 특성을 나타내는 계수이다. 스프링 계수를 측정하기 위해서는 교축밸브가 제거되어 실린더와 어큐물레이터만 있는 상태에서 진행해야한다. 실린더 로드에는 가하는 힘을 증가시키면서 실린더의 스트로크를 측정한 힘-변위 그래프인 F-S(Force-Stroke)

그래프를 그려서 그 때의 기울기가 스프링 계수가 된다. 이 때 스프링 계수에 영향을 주는 요인은 어큐물레이터 내부 기체의 압축, 유압 회로의 탄성, 작동유의 압축성이 있다. 이를 식(Bauer, 2010) 으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 F_s &= P(A_1 - A_2) = c_{total}s \\
 \frac{1}{c_{total}} &= \frac{1}{c_G} + \frac{1}{c_L} + \frac{1}{c_F} \\
 c_{total} &= \frac{c_G c_L c_F}{c_G c_L + c_G c_F + c_L c_F}
 \end{aligned} \tag{3}$$

where,

F_s = Spring force of hydraulic suspension [N]

P = Pressure of cylinder in hydraulic suspension circuit [N/m²]

A_1 = Area of piston head in cylinder [m²]

A_2 = Area of piston rod in cylinder [m²]

c_{total} = Total spring stiffness of hydraulic suspension [N/m]

s = Stroke of cylinder [m]

c_G = Spring stiffness of gas in an accumulator [N/m]

c_L = Spring stiffness of a fluid line [N/m]

c_F = Spring stiffness of hydraulic fluid [N/m]

여기서, 유압 회로의 스프링 계수와 작동유의 압축성은 어큐물레이터 내부 기체의 스프링 계수보다 상대적으로 매우 크기 때문에 총 스프링 계수에 미치는 영향이 상대적으로 작다고 볼 수 있다. 따라서 유압 현가 장치의 스프링 계수는 주로 어큐물레이터 내부 기체의 스프링 계수에 영향을 받는다고 볼 수 있다.

어큐물레이터 내부 기체의 스프링 계수는 파스칼의 법칙과 열역학의

폴리트로픽 변화 공식을 적용하면 구할 수 있으며, 그 값은 다음과 같이 나타낼 수 있다(Bauer, 2010).

$$F_K(s) = p_K(s) A_K$$

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n$$

$$p_1 V_1 = p_0 V_0$$

$$V_2 = V_1 - A_K s$$

where,

F_K = force acting onto the surface of the piston [N]

p_K = pressure in the piston chamber [N/m²]

s = stroke of the cylinder [m]

A_K = area of the piston [m²]

p_1 = pressure of the accumulator when applied static force [N/m²]

V_1 = Volume of the accumulator when applied static force [m³]

p_2 = pressure of the accumulator when applied dynamic force [N/m²]

V_2 = Volume of the accumulator when applied dynamic force [m³]

이를 요약하여 나타내면 식(4) 와 같다. (Bauer, 2010)

$$c_G = F_{F1} n \frac{h_{0F}^n}{(h_{0F} - s)^{n+1}}$$

$$h_{0F} = \frac{p_0 V_0}{F_{F1}}$$

$$c_G = n \frac{F_{F1}^2}{p_0 V_0} (at s = 0) \quad (4)$$

where,

F_{F1} = Static suspension force [N]

n = Adiabatic exponent

s = Stroke of a cylinder [m]

p_0 = Precharge pressure of an accumulator [N/m²]

V_0 = Precharge volume of an accumulator [m³]

식 (4)를 통하여, 유압 현가장치의 스프링 계수는 실린더의 기하 구조와 는 관련이 없으며 어큐뮬레이터의 초기 압력과 초기 부피, 그리고 차체의 초기 부하와 관련이 있다고 볼 수 있다. 즉, 초기 압력과 부피가 클 수록, 그리고 초기 부하가 작을수록 스프링 계수는 작다는 것을 알 수 있다. 이러한 스프링 계수는 현가장치의 고유진동수와도 관련이 되며, 이를 식(Bauer, 2010)으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 w &= \sqrt{\frac{c}{m_F}} \\
 w &= 2\pi f \\
 F_{F1} &= m_F g \\
 f &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{n F_{F1} g}{p_0 V_0}}
 \end{aligned} \tag{5}$$

where,

w = Angular velocity equal to natural frequency [rad/s]

c = Spring stiffness of an accumulator [N/m]

m_F = Mass of a sprung material [kg]

f = Natural frequency of a suspension [Hz]

g = Acceleration of gravity [m/s²]

고유진동수는 현가장치의 공진과 연관이 되며, 인체에 유해한 진동수 (4~8 Hz)와 차체에 주로 전달되는 주파수(3~5 Hz)보다 낮은 값인 2 Hz 정도 이하가 적합하다. 즉, 현가장치의 어큐뮬레이터는 초기 압력과 초기 부피, 그리고 차체의 초기 부하를 고려하여 적당히 낮은 고유진동수를 갖도록 구성해야 한다.

감쇠(damping) 계수는 댐퍼의 중요한 특성이다. 감쇠는 유압 현가장치에서 실린더 로드에서 발생하는 운동 마찰력과 유체의 마찰력에 의해서 발생한다. 여기서 실린더 로드에서 발생하는 마찰력은 기계적인 마찰력으로 실린더 내부의 실링과 연관이 된다. 이 부분은 제어할 수 없는 영역으로 적당한 값을 유지하도록 할 필요가 있다. 한편, 유체의 마찰력은 유압 현가장치에서 제어가 가능한 영역이며, 이를 통해서 반능동형 현가장치를 구성할 수 있게 된다. 유체는 유압 현가장치에서 실린더에서 어큐뮬레이터 사이에서 압력을 전달하는 매개체 이다. 실린더 스트로크가 움직임에 따라서 유체가 흐를 때, 유체 저항기를 설치하게 되면 전단 흐름에 의해서 유체의 운동에너지를 열에너지로 전환된다. 이때, 유체는 압력 강하가 일어나게 되며 이때 발생하는 힘이 곧 감쇠력을 나타내게 된다. 이를 식(Bauer, 2010)으로 나타내면 다음과 같다.

$$F_D = \Delta p A_K$$

$$P_D = F_D v = \Delta p Q \quad (6)$$

where,

F_D = Damping force of hydraulic suspension [N]

Δp = Pressure between a flow resistor [N/m²]

A_K = Active area of an cylinder piston [m²]

P_D = Power loss of hydraulic suspension [W]

Q = Volume flow of hydraulic fluid [m³/s]

식 (6) (Bauer, 2010) 를 통하여, 유체 마찰력에 의한 압력 강하는 주로

유체 저항기에 흐르는 유량에 관련이 되며, 따라서 유체의 감쇠는 현가 장치 움직이는 속도에 관련이 되는 것을 알 수 있다. 이러한 감쇠는 노면 가진에 의한 진동의 진폭과 진동수를 모두 감소시키게 된다.

유압 현가장치에서 주로 쓰이는 유체 저항기는 교축밸브(throttle)와 오리피스(orifice)가 있다. 교축밸브의 경우, 직경이 작고 길이가 길어서 압력강하와 유량이 비례하게 되며, 또한 유체의 점성력과, 밀도와 비례하게 된다. 이를 식(Bauer, 2010)으로 나타내면 다음과 같다.

$$\Delta p = Q\nu\rho K_t$$

$$K_t = \frac{128l_t}{\pi d_t^4} \quad (7)$$

where,

ν = Viscosity of hydraulic fluid [kg/m · s]

ρ = Density of hydraulic fluid [kg/m³]

K_t = Constant of a throttle valve related geometry characteristics

l_t = Length of a throttle valve [m]

d_D = Bore of a throttle valve [m]

교축밸브의 예로는 튜브, 호스, 호스 피팅, 밸브 블록의 직경 등이 있다. 반면에, 오리피스의 경우에는 직경이 매우 작고 압력강하는 유량의 제곱에 비례하게 된다. 또한, 유체의 점성력에 거의 영향을 받지 않는다고 볼 수 있다. 이를 식(Bauer, 2010)으로 나타내면 다음과 같다.

$$\Delta p = Q^2 K_o$$

$$K_o = \frac{8\rho}{\alpha_o^2 \pi^2 d_o^4} \quad (8)$$

where,

K_O = Constant of an orifice valve related geometry characteristics

α_O = Flow coefficient of an orifice

d_O = Bore of an orifice [m]

오리피스에 의 예로는 굽이가 적은 굽은 파이프(elbow pipe), 갑작스러운 직경의 변화가 생기는 실린더 벽 등이 있다. 실제로는, 교축밸브의 특성과 오리피스의 특성이 섞여서 나오는 경우가 많이 있으며, 유압 현가장치에서 댐퍼를 선정함에 있어서 실험적으로 밝혀내어 그 특성을 알아볼 필요가 있다.

1.5. 예비 실험 : 전방차축 현가장치의 진동 특성 분석

농용 트랙터가 실제 주행 시에 어떤 형태의 진동이 들어오는지 알기 위해서 예비 실험을 실시하였다. 대상 농용 트랙터는 CNH 사 트랙터 T5 110였다. 사용한 트랙터의 전방차축의 유압 회로도 Figure. 4와 같았다. 전체적인 회로의 구성은 재생식(regenerative) 회로였다. Figure. 4의 6, 10번의 밸브를 통하여 현가장치 기능을 on/off 할 수 있도록 구성되었다. 또한 1, 3번의 밸브를 통하여 실린더를 올리고 내리고할 수 있는 기능이 포함된 회로였다.

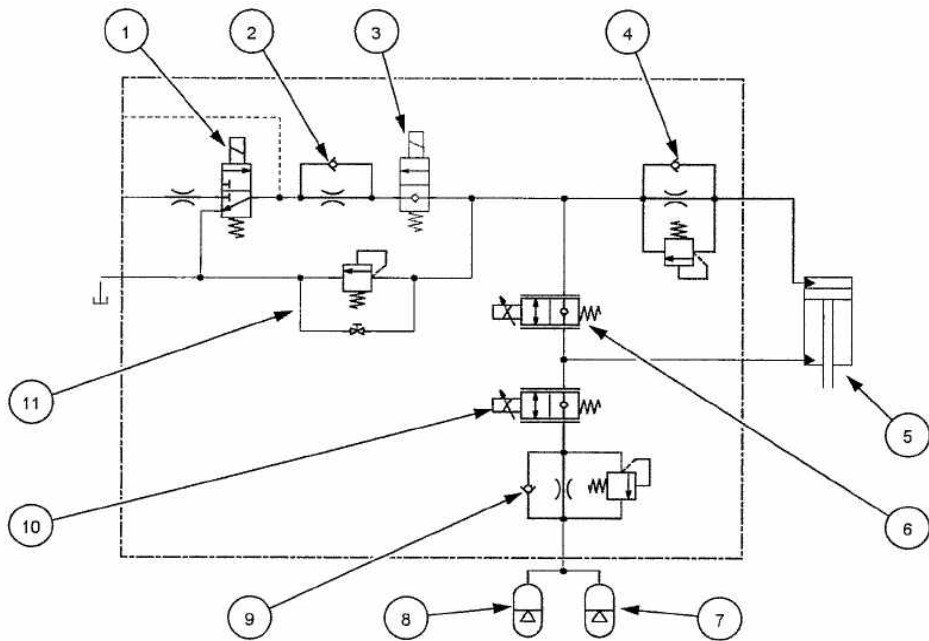


Figure. 4. Hydraulic circuit of the front axle suspension(CNH T5 110)

농용 트랙터의 전방차축의 현가장치의 역할을 실험적으로 알아보기 위하여 현가장치를 통과하기 전과 후에 가속도를 측정하였다. 즉, 전방차축과 차축 바로위의 부분의 가속도를 측정하였다. 실험은 현가장치를

ON 상태에서 가속도를 측정하였으며, 주행로는 100 m의 아스팔트 노면과 ISO 5008 규격에 맞는 인공험로(Artificial rough track, wooden road)였다. 주행속도는 아스팔트에서 3, 10, 30 km/h와 인공험로에서 5 km/h였다. 측정한 가속도의 방향은 Els(2005) 등이 제시하였던 가장 승차감과 연관이 높은 수직방향(Z축)을 측정하였다. 각 실험은 3 반복 실시하였으며, 자세한 실험 조건은 Table. 3과 Figure. 5~6과 같았다. 데이터 분석 방법은 시간 영역과 고속 푸리에 변환을 이용하였다.

Table. 3. Detailed conditions of measurement when driving over the asphalt road and artificial rough track

Factors	Specification	
Tractor	Product	CNH T5 110
	Rated engine power(HP)	107
	Weight(kg)	4550
	Dimensions(mm)	4191*2380*2718(L*W*H)
	Front axle suspension	ON
Road	Condition	Dry asphalt road / Artificial rough track
	Dimensions(m)	100*5(L*W) for two roads
	Test speed	3, 10, 30 km/h (asphalt) 5 km/h (rough track)
Accelerometer	Product	356A02(PCB Piezotronics)
	Sensitivity(mV/(m/s ²))	1.02(±10)
	Sampling rate	400 Hz



Figure. 5. Test tracks for measuring vertical acceleration of a front axle

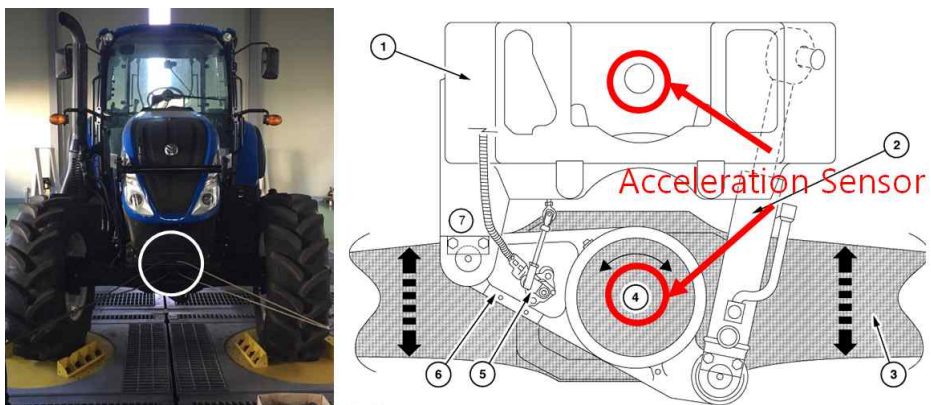


Figure. 6. Test tractor and acceleration sensors for measuring vertical acceleration of a front axle and a body

Figure. 7~10은 아스팔트 도로를 3 km/h, 10 km/h, 30 km/h로 주행했을 때와 인공험로를 5 km/h로 주행했을 때의 가속도 데이터를 나타낸다. Figure. 11은 시간영역에 대한 가속도 값의 RMS 분석이다. 우선, 차축에 가해지는 가속도를 시간에 따른 그래프와 RMS 데이터를 통해 분석해보았다. 아스팔트 도로에서는 30 km/h에서 가장 크게 나타났고 10 km/h, 3 km/h 순으로 나타났다. 그리고 5 km/h의 인공험로를 주행한 경우는 10 km/h로 아스팔트를 주행한 경우보다 더 크게 나타났다. 이를 통해 차축에 인가되는 가속도는 속도가 증가할수록, 험지일수록 더 높게 나타나는 것을 알 수 있었다. 차체(body)의 가속도의 경우도 차축과 마찬가지로 속도가 증가할수록, 험지일수록 더 높게 나타나는 것을 알 수 있었다.

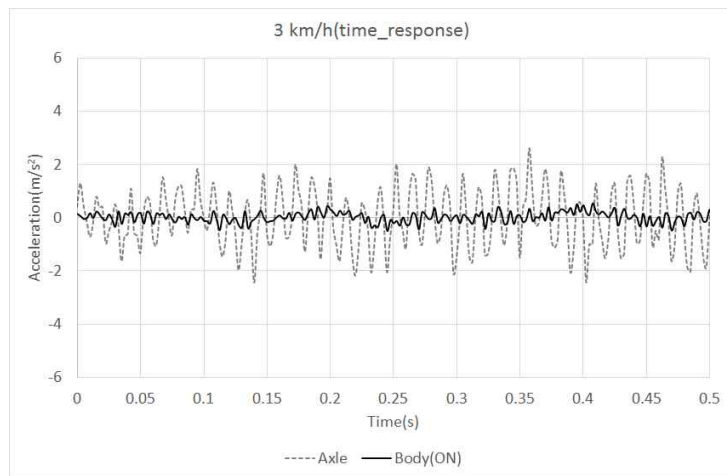


Figure. 7. Time response of acceleration of the front axle and body (Asphalt, 3 km/h)

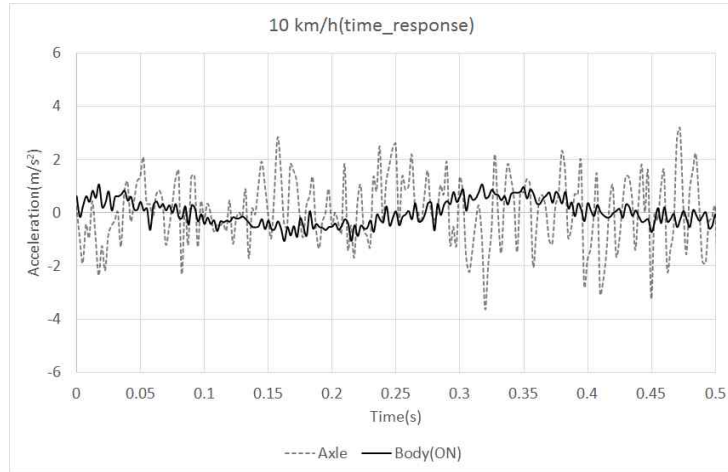


Figure. 8. Time response of acceleration of the front axle and body (Asphalt, 10 km/h)

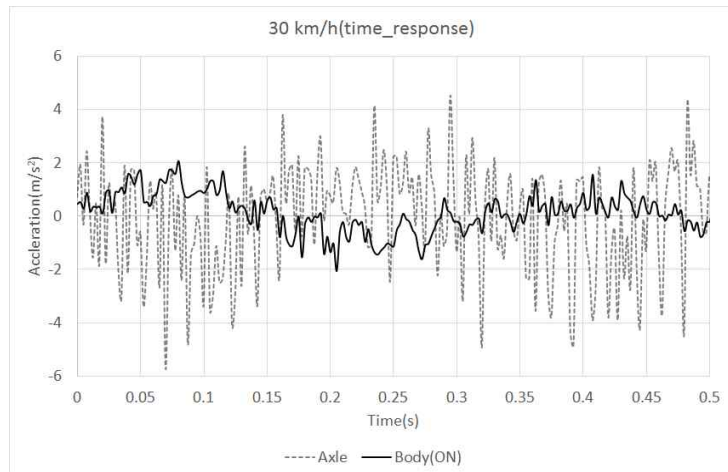


Figure. 9. Time response of acceleration of the front axle and body (Asphalt, 30 km/h)

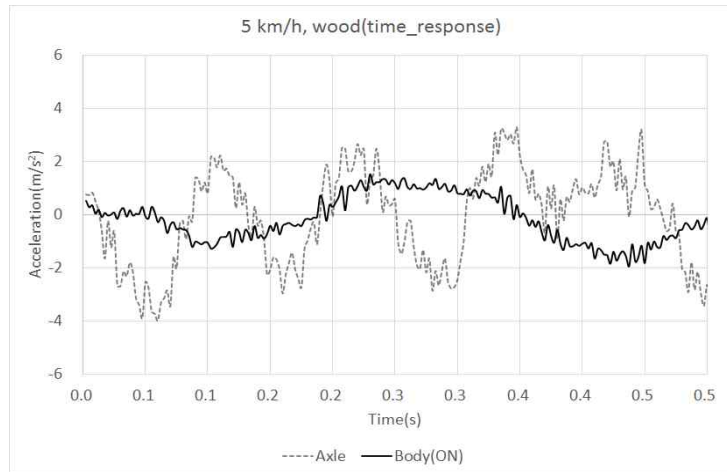


Figure. 10. Time response of acceleration of the front axle and body(Wooden road, 5 km/h)

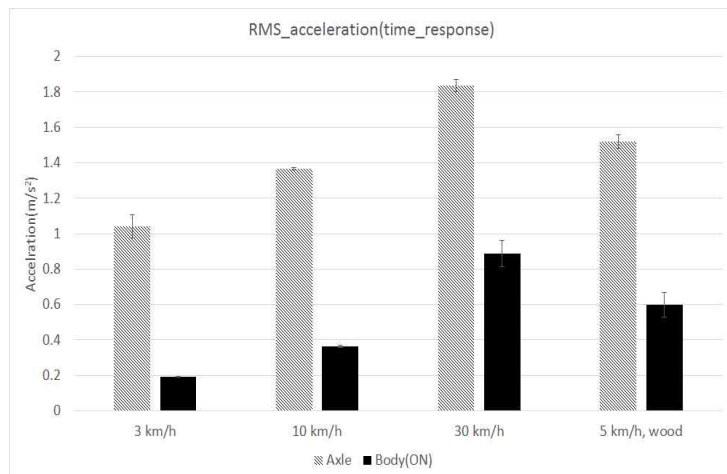


Figure. 11. RMS acceleration of the front axle and body(time response)

Table. 4는 현가장치의 가속도 감소율을 나타낸다. 가속도 감소율은 다음과 같이 정의하였다.

$$Reduction\ rate = \frac{a_{body}}{a_{axle}}$$

where,

a_{body} = Vertical acceleration of the tractor body [m/s²]

a_{axle} = Vertical acceleration of the axle center [m/s²]

ON/OFF에 상관없이 가속도의 감소율은 3 km/h에서 가장 크고 30 km/h에서 가장 작게 나타나는 경향성이 나타났다. 인공험로의 경우도 3 km/h와 10 km/h보다 더 작은 감소율이 나타났다.

Table. 4. Reduction rate of suspension system (time response)

Reduction rate(body/axle)	Body(ON)
3 km/h	81.32%(±2.26)
10 km/h	73.37%(±1.01)
30 km/h	51.81%(±7.36)
5 km/h, wood	60.86%(±7.42)

Figure. 12~16은 차축과 차체의 가속도를 고속 푸리에 변환(FFT)으로 나타낸 그래프와 RMS 데이터이다. ISO 2631-1에 따르면, 인체에 유해한 진동의 범위는 수직가속도에서 4~8 Hz 이하로 규정하였다. 따라서 Figure. 16은 4~8 Hz의 가속도 값에 대한 RMS 평균을 구한 데이터를 구하였다. 우선 차축을 비교해보았다. 주행 속도에 따른 차축의 가속도는 시간영역과 마찬가지로 주행 속도에 따라서 가속도의 크기가 증가하는 것으로 나타났다. 하지만 인공험로를 5 km/h로 주행한 경우 시간 영역에서는 30 km/h의 아스팔트를 주행한 경우보다 가속도의 값이 작았지만 주파수 영역에서는 더욱 큰 값으로 나타났다. 다음으로 차축의 상단 부의 차체(body)에 인가되는 가속도의 경향성을 살펴보면, 시간영역에서의 분석과 다르게 3 km/h와 10 km/h의 가속도간의 차이가 거의 없었다.

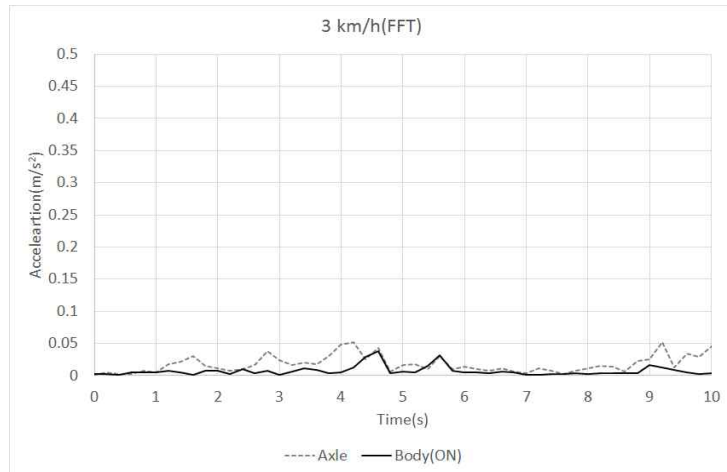


Figure. 12. FFT analysis of acceleration of the front axle and body(Asphalt, 3 km/h)

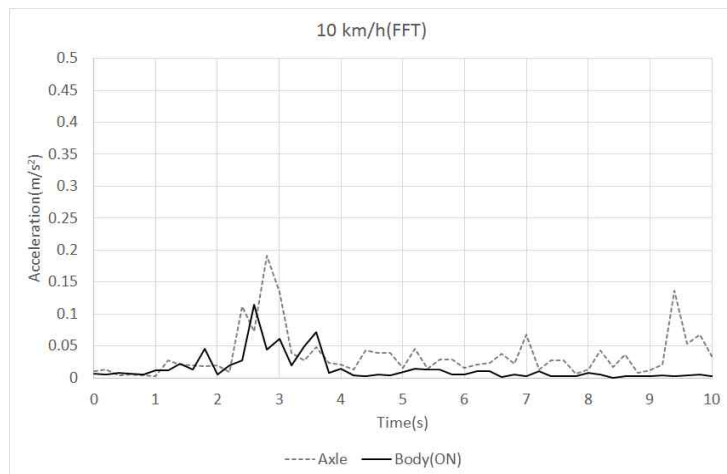


Figure. 13. FFT analysis of acceleration of the front axle and body(Asphalt, 10 km/h)

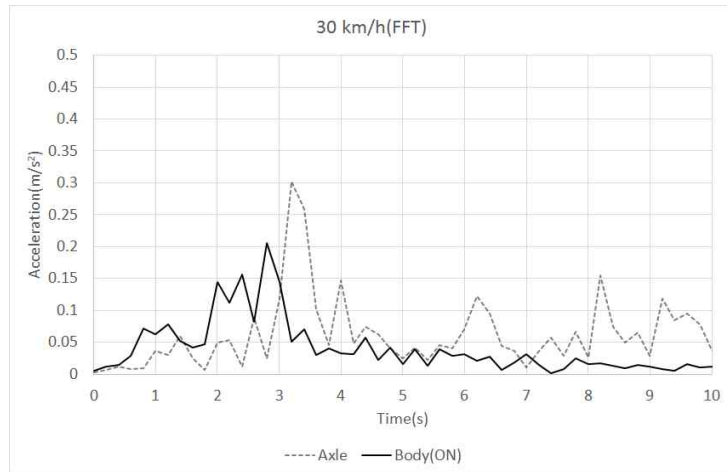


Figure. 14. FFT analysis of acceleration of the front axle and body(Asphalt, 30 km/h)

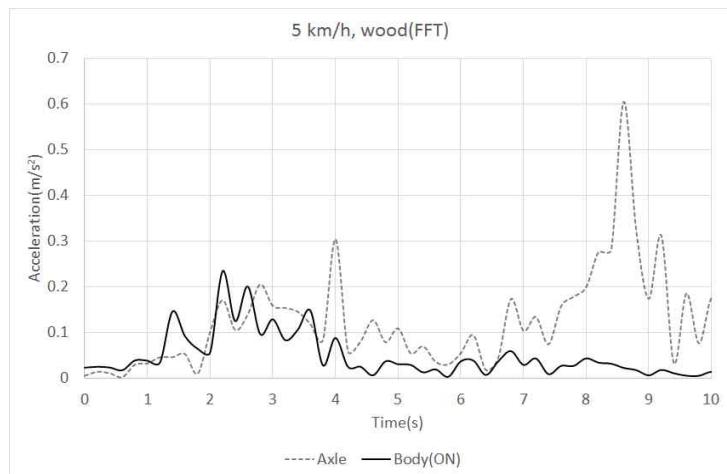


Figure. 15. FFT analysis of acceleration of the front axle and body(Wooden road, 5 km/h)

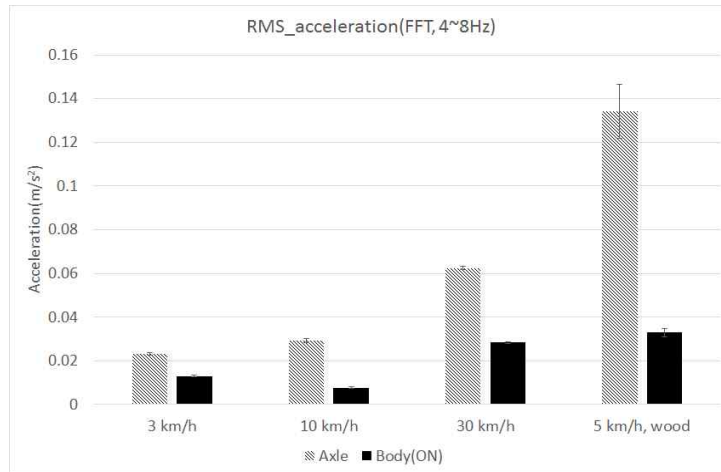


Figure. 16. RMS acceleration of the front axle and body(FFT analysis, 4~8 Hz)

Table. 5는 주파수 분석 데이터에 대한 4~8 Hz 부분의 가속도의 RMS 값의 비교를 하였다. 아스팔트에서는 속도가 증가할수록 감소율이 증가하였다. 이는 시간영역의 경향성과 유사하다. 하지만, 인공험로를 5 km/h로 주행한 경우가 가장 큰 가속도 감소율을 나타냈다. 그리고 시간 영역의 분석과 달리 5 km/h의 인공험로에서 가장 큰 감소율이 나타났다. Figure. 14의 주파수별 가속도의 그래프에서, 4~8 Hz 부분에 해당하는 가속도가 가작 컸으며 감소하는 폭 또한 가장 크게 나타났다. Savaresi(2010) 등에 따르면 현가장치는 Figure. 17과 같이 저역 주파수 통과 필터와 같이 작동하는데 감쇠 계수에 따라서 그 성능이 바뀌기 때문이고 말할 수 있다. 즉, 현가장치 ON에서는 감쇠 계수가 증가하게 되는 경우라고 할 수 있는데, 약 2 Hz 정도의 공진 주파수 이상의 가속도는 차단되지 않고 그대로 통과될 가능성이 높아진다는 것을 Figure. 17(Savaresi, 2010)을 통해 확인할 수 있다.

Table. 5. Reduction rate of suspension system (FFT analysis, 4~8 Hz)

Reduction rate(body/axle)	Body(ON)
3 km/h	43.43%(± 4.98)
10 km/h	73.67%(± 3.80)
30 km/h	54.32%(± 2.42)
5 km/h, wood	75.15%(± 1.72)

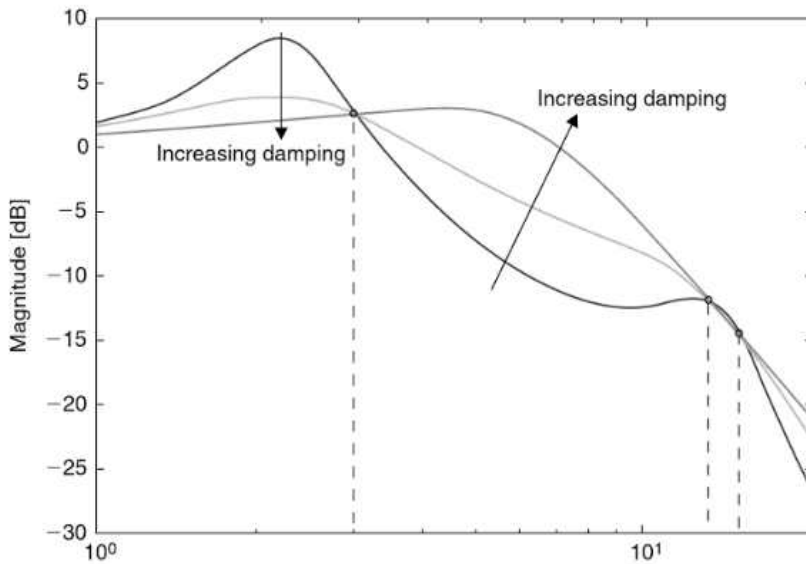


Figure. 17. Effect of damping ratio : example of a road to chassis frequency(Savaresi, 2010)

위의 실차 트랙터 차축의 진동 실험 결과는 주행 속도가 빠를수록, 험로일수록 더 많은 진동이 들어온다는 것을 확인할 수 있었다. 주파수 분석을 한 결과, 인체가 민감하게 느끼는 범위의 가속도의 데이터는 시간 영역대의 데이터와 다를 수 있다는 것을 알 수 있었다. 따라서 농용 트랙터의 전방차축의 현가장치 유압 회로를 설계하는데 있어서, 속도나 험지를 대상으로 유압 회로를 설계해야함을 알 수 있었다. 또한, 진동의 감소를 살펴보는 것은 시간 영역의 분석만 아니라 주파수 분석을 통해 이뤄져야한다. 그 결과, 인체에 해로운 주파수 영역을 줄여야 올바른 유

압회로의 구성이라고 볼 수 있다.

2. 재료 및 방법

2.1. 현가장치 유압 회로도

앞서 설명했듯이 노외기계의 경우 큰 부하 조건과 거친 노면 조건 때문에 유압식으로 구성된 현가장치를 이용하게 된다. 농용 트랙터 또한 유압 현가장치를 사용하기 때문에, 현가장치를 위한 유압 회로를 구성하는 것이 중요하다. 유압 회로는 기본적으로 액추에이터 역할을 하는 실린더, 스프링 역할을 하는 어큐뮬레이터, 댐퍼 역할을 하는 교축밸브, 그리고 기타 안전 및 성능 향상을 위한 유압 요소들로 구성된다.

현가장치를 구성하기 위해서 액추에이터인 실린더를 먼저 구성하였다. 실린더는 복동식 실린더를 사용하여 단동식에 비해서 리바운드(rebound)시에 큰 감쇠 계수를 얻을 수 있도록 구성하였다. Bauer(2010)에 따르면 현가장치에서 실린더는 스프링상 질량의 위치를 일정하게 유지하며, 현가장치의 이동 길이를 바꿔주면서 진동과 가속도를 줄여준다고 한다. 설계 시에는 허용 가능한 작동 압력 범위와 감쇠력을 제공하는 유압 부품을 설치할 수 있도록 구성해야한다. 실린더의 치수 선정을 위하여 실린더에 가해지는 최대 부하와 트랙터 펌프에서 가해줄 수 있는 시스템 압력을 고려하였고, 그 관계식은 다음과 같다.

$$P_{sys}\Delta A = F_{max} \quad (9)$$

where,

P_{sys} = maximum pressure of pump which a system can provide
[N/m²]

F_{max} = maximum force imposed on a cylinder [N]

적용할 트랙터의 조건은 75 kW급 트랙터 시스템의 물성값인
 $P_{sys} = 210 \text{ bar}$, $F_{max} = 19620 \text{ N}$ 이었고, 그 결과

$\Delta A = A_1 - A_2 = 0.000934 \text{ m}^2$ 을 얻었다. 여기에 안전계수를 1.35로 선정하여 $\Delta A = 0.001257 \text{ m}^2$ 이 되도록 하였다. 이 수치를 적용하여 피스톤 헤드부와 로드부의 직경을 각각 70 mm 와 40 mm로 선정하였다.

어큐물레이터의 선정은 고유진동수의 결정이 가장 중요하다(Bauer, 2010). 이때 고유진동수는 농용 트랙터가 쉽게 노출되는 진동수보다 작아야하며 일반적으로 2 Hz 이하가 적합하다고 알려져 있다. 여기서는 1.6 Hz의 고유진동수를 갖도록 설계를 하였다. 1.4.2 절의 식 (3)을 이용하여, 마찬가지로 75 kW급 트랙터의 조건인 $n = 1.6$, $F_{F1} = 19620 \text{ N}$, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$, $f = 1.6$, $p_0 V_0 = 3047 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3$ 을 대입하였다. 그 결과, 어큐물레이터의 사이즈를 $p_0 = 15 \text{ bar}$, $V_0 = 2 \text{ L}$ 로 선정하였다.

교축밸브의 경우, 현가장치에서 감쇠력을 제공해주는 역할을 한다. 1.4.1절의 Figure. 2에 따르면, 감쇠 계수가 낮으면 승차감이 좋아지고, 높으면 접지성과 안정성이 좋아진다. 교축밸브에서 감쇠 계수는 밸브 내 유량이 흐르는 단면적의 크기는 반비례한다. 즉, 단면적이 클수록 감쇠력이 작고, 감쇠 계수가 작아져서 승차감과 비례한다고 볼 수 있다. 따라서 교축밸브를 설계할 때 있어서, 높은 승차감을 얻을 수 있을 정도의 큰 단면적을 지니면서 필요할 때는 높은 접지성을 얻기 위해서 작은 단면적으로 바꿀 수 있어야 한다. 따라서 단면적의 크기가 전기적인 신호에 따라서 변화될 수 있는 전자식 유량 제어밸브를 선정하였다.

추가적으로 안전과 성능 향상을 위해서, 체크밸브와 릴리프밸브를 선정하였다. 체크밸브는 트랙터의 펌프 호스 부분과 연결하여 필요한 방향으로만 유량이 흐를 수 있도록 해주었으며, 크래킹 압력을 0.35 bar가 되게끔 선정하였다. 릴리프밸브의 경우, 실린더에 과도한 충격을 막기 위해서 설치하였으며 안전을 위해서 유량이 탱크 쪽으로 흐르도록 구성하였다. 릴리프 밸브의 작동 압력은 시스템 최대 압력보다 높은 228 bar로 설정하였다.

Figure. 18은 앞에서 선정한 유압 요소들을 하나의 유압회로로 구성한 회로도이다. 회로는 국내 트랙터의 작은 펌프의 용량을 고려하여, 피스

톤 헤드부와 로드부를 연결한 재생식(regenerative) 회로로 구성하였다. 이는 인장 시에 속도를 더 증가시킬 수 있는 방식이다. 또한, 전방차축 현가장치의 경우 압축 시에 더 큰 충격을 받으므로, 압축 시에 먼저 어큐뮬레이터를 거쳐서 에너지를 흡수하고 교축밸브를 통하여 에너지를 소멸하는 방식으로 구성하였다. 마지막으로, 가장 큰 압력이 작용하는 피스톤 헤드부에 릴리프밸브를 설치하였고, 체크밸브의 경우 교축밸브와 어큐뮬레이터 양단에 설치하였다.

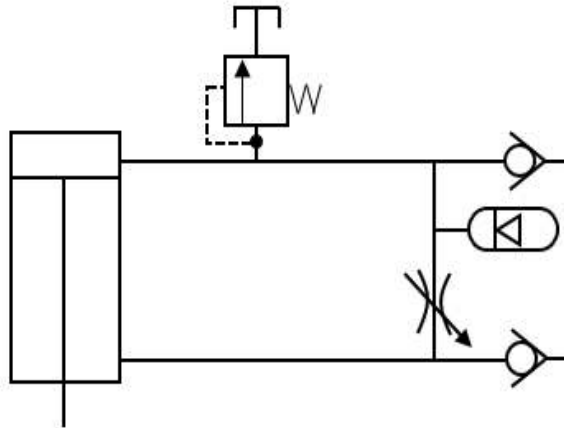


Figure. 18. Schematic design of a front axle hydraulic suspension system

2.2. 현가장치 시험기(test rig) 개발

농용 트랙터에 쓰이는 전방차축 현가장치는 견뎌야할 차체의 하중이 크고 또한 구성이 복잡하므로, 실제 적용에 있어서 다른 현가장치에 비해서 시간과 비용이 많이 필요하다. 따라서 직접적으로 트랙터에 현가장치를 설치하여 회로의 특성값과 회로에 제어 기술을 적용하는 것은 시간과 비용이 많이 소요된다. 이러한 이유로 현가장치의 특성을 구명하고 회로에 제어 알고리즘을 적용하기 위하여 현가장치 유압 회로용 시험 장치를 구성할 필요가 있었다.

Figure. 19는 시험기의 개략도이다. 실제와 유사하게 구성하기 위하여 가진부와 회로부로 나눠서 구성하였다. 가진부의 경우, 최영균(2009)이 농용 트랙터의 좌석용 현가장치의 실험을 위해서 제작하였던 시험대 및 관련 부품들을 사용하였다. 시험대는 Figure. 20와 같이 강철 재질로 되어 있었으며, 모서리에 네 개의 기둥을 통해 가진부(excitation part)와 회로부(hydraulic circuit part)를 지지하는 형태로 구성되었다. Figure. 21은 가진부에 사용된 실린더, 서보밸브, 앰프를 나낸다. 실린더는 복동형으로 구성하였고, 방향제어밸브의 경우 유체의 유량의 크기와 방향을 제어하기 위하여 피드백 기능을 가진 서보밸브로 구성하였다. 그 외의 유압 부품으로 Figure. 22과 같이 어큐레이터와 유압 펌프 및 모터를 구성하였다. 가진부의 시험대와 실린더의 치수 및 유압 부품에 대한 자세한 사양은 Table. 6과 같다.

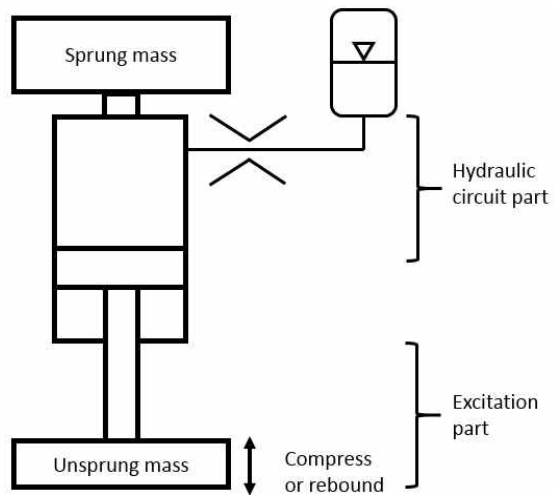


Figure. 19. Schematic diagram of a test rig

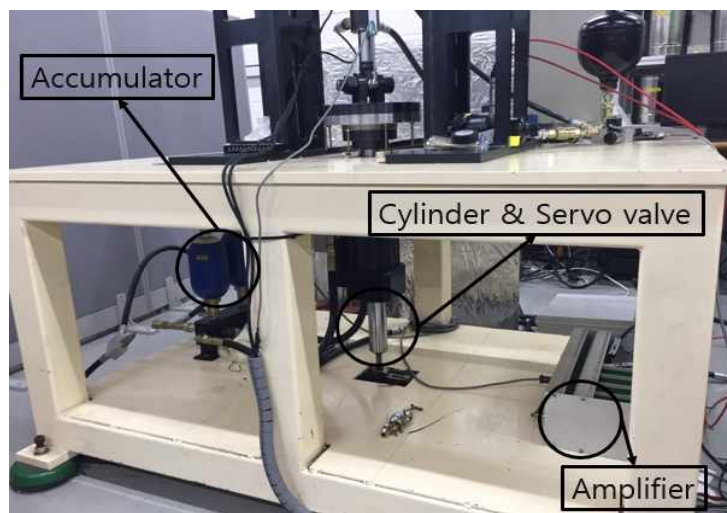


Figure. 20. Part of excitation system in the test rig



Figure. 21. Cylinder, servo valve(left), and amplifier(right) in the test rig



Figure 22. Accumulators(left) and hydraulic unit(right) in the test rig

Table. 6. Detailed specification of excitation part in the test rig

Parts	Specification	
Frame	Size(mm)	1500x1020x725(WxDxH)
Hydraulic Cylinder	Effective area(cm ²)	7.07, 19.60
	Stroke(mm)	150
	Mass(kg)	100
Accumulator	Nominal volume(L)	1
	Max. flow rate(LPM)	109.2
Servo Valve	Model No.	403F-90L-30-21.201(Moog)
	Rated flow(LPM)	90
	Rated pressure(MPa)	14
	Rated current(mA)	30
Amplifier	Model No.	WSSA-100(Woosung)
	Input voltage(V)	-10 ~ 10
Hydraulic pump	Model No.	UNI-98(Unipack System)
	Maximum flow rate(LPM)	23
Electrical motor	Model No.	H-15HP-4P(Higen)
	Rated power(kW)	11(60 Hz)
	Rated speed(RPM)	1760

유압 회로부의 프레임은 Figure. 23과 같이 전방차축에 사용되는 실린더와 유압 요소들과 부품들을 지지하는 가이드 부분으로 구성하였다. 가이드의 경우, 전체길이 가로 740 mm, 세로 636 mm, 두께 10 mm로 구성되어있으며 세부적으로는 양쪽에 H형 빔을 설치하여 최대 2000 kgf까지 견딜 수 있도록 구성하였다. 또한 가진부와 연결하기 위하여 가진부 실린더 로드와 유압 회로부의 실린더 로드를 서로 디스크로 연결하였다. Figure. 24는 유압 회로부를 설치한 모습이다. 유압 요소들의 경우 앞에서 구성한 유압 회로를 토대로 설치하였다. 농용 트랙터 차체의 힘을 견딜 수 있는 크기로 설계된 복동형 실린더, 스프링 역할을 하는 어큐뮬레이터, 감쇠 역할을 하는 교축밸브 등으로 구성되었으며, 각각의 요소들의 자세한 사양은 Table. 7과 같다.

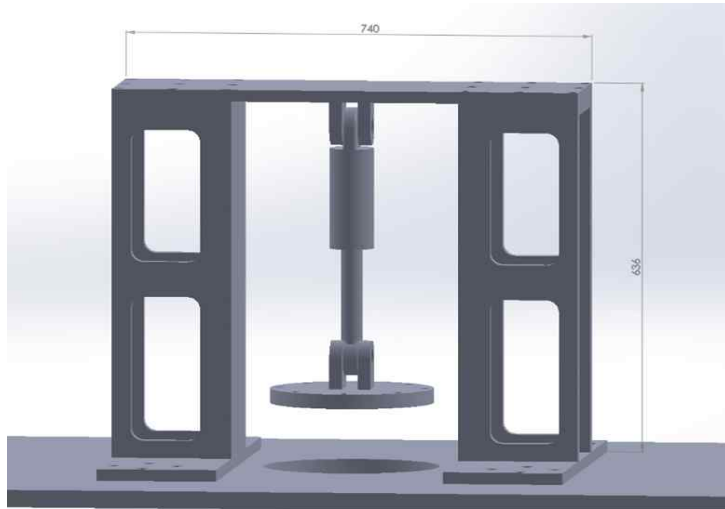


Figure. 23. Test rig guidance designed by CAD program

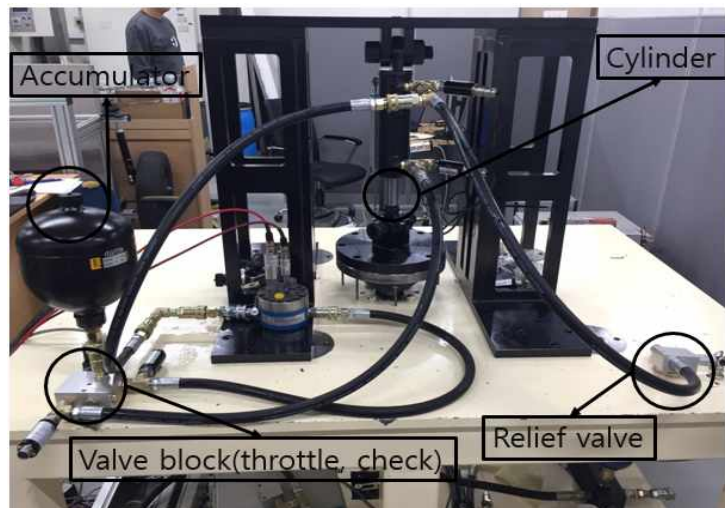


Figure. 24. Configuration of hydraulic circuit part in the test rig

Table. 7. Detailed specification of hydraulic circuit part in the test rig

Parts	Specification	
Frame	Size(mm)	740x160x636(WxDxH)
	Payload(kgf)	2000
	Material	Steel
Hydraulic Cylinder	Effective area(cm ²)	3.85, 2.59
	Stroke(mm)	140
	Mass(kg)	10
Accumulator	Model No.	SBO300-2.0E1/112U-300AK(Hydac)
	Gas type	Nitrogen
	Nominal volume(L)	2
	Nominal pressure(bar)	15
Flow Control Valve	Model No.	PWK06020V-01-C-N-6-24PG-18.0(Hydac)
	Rated flow(LPM)	10
	Rated pressure(MPa)	35
	Rated current(mA)	850
Relief Valve	Model No.	DB10P-01-C-N-500V(Hydac)
	Rated flow(LPM)	120
	Cracking pressure(MPa)	22.8
Check Valve	Model No.	RV06A-01-C-N-05(Hydac)
	Rated flow(LPM)	20
	Cracking pressure(MPa)	0.035

데이터 측정을 위하여 Figure. 25와 같이 데이터 계측 장치를 설치하였다. 계측 장치들은 현가장치의 상태를 알기위해서 설치하였으며, 측정 항목은 실린더의 스트로크, 피스톤 헤드부와 로드부의 압력, 가진부와 유압 회로부 연결 디스크 사이의 압축력, 유량 및 온도였다. 이를 측정하기 위해서 LVDT 포텐쇼미터, 압력센서, 로드셀, 유량센서, 온도센서를 사용하였다. 계측 장치들의 자세한 사양은 Table 10과 같다. 또한 데이터의 수집을 위하여 Figure. 26과 같이 NI myDAQ, NI 9201, NI 9203을 사용하였다. 데이터 수집을 구성한 코드는 LabVIEW 프로그램을 통해서 구성하였으며, Figure. 27과 같았다.

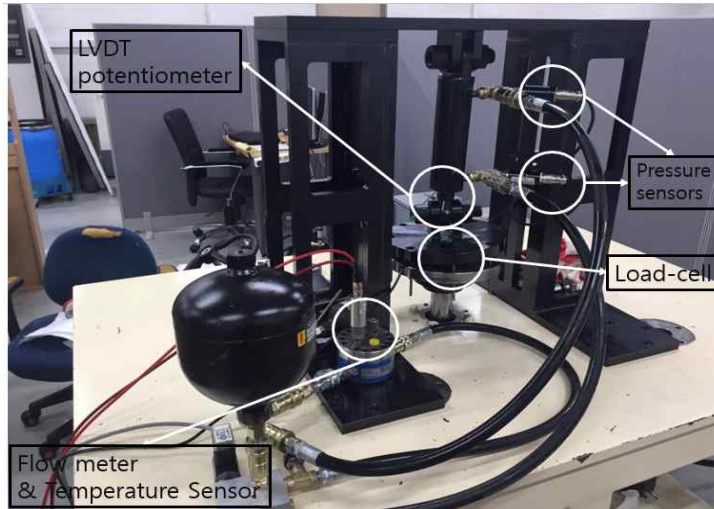


Figure. 25. Sensors used in the test rig

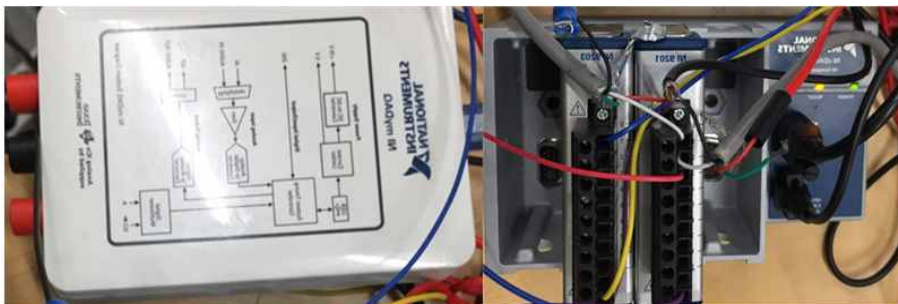


Figure. 26. Data acquisition system used in the test rig

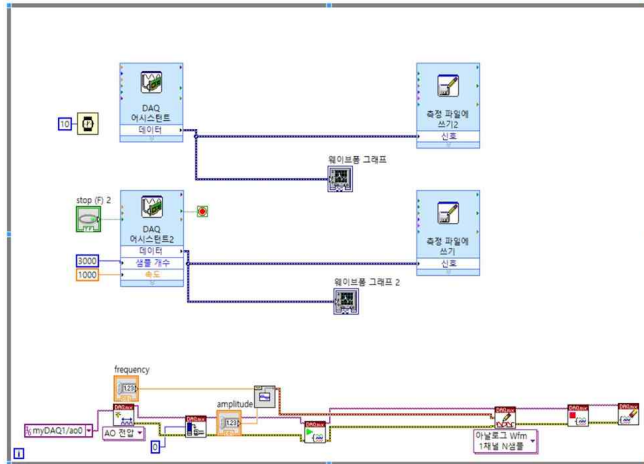


Figure. 27. LabVIEW programming code used to measure sensors in DAQ system

Table. 8. Detailed specification of sensors in the test rig

Parts	Specification	
LVDT	Range(mm)	0 ~ 150
	Output signal(V)	0 ~ 5
Potentiometer	Range(bar)	0 ~ 50
	Output signal(V)	0 ~ 5
Pressure Sensor	Signal type	frequency(rectangle)
	Range(LPM)	0.2 ~ 30
	Maximum pressure(MPa)	63
Gear Flow Meter	Range(kgf)	0 ~ 1000
	Output signal(V)	0 ~ 5
Load Cell	Range(℃)	-50 ~ 200
	Output signal(V)	0 ~ 5
Temperature Sensor	Range(℃)	-50 ~ 200
	Output signal(V)	0 ~ 5

시험기의 구성 후, 시험기의 성능 측정을 위하여 실험을 실시하였다. 가진부의 서보밸브에 1 V(11 mm/s), 2 V(65 mm/s), 10 V(80 mm/s)의 계단 입력(step-input)과 0.85 Hz(진폭 25 mm), 2 Hz(진폭 12.5 mm), 4 Hz(진폭 5.5 mm)의 사인파의 입력을 공급하였을 때, 입력 신호에 따라 반

응하여 나타나는 실린더의 스트로크를 측정하였다. 샘플링 속도는 1000 Hz이었고, 각 실험은 3반복 실시하였다. LVDT 포텐쇼미터를 통해서 입력 신호 대비 출력되는 데이터가 얼마나 정확히 나오는지와 입상시간 (rise time), 정착시간(settling time)을 측정하였다.

2.3. 시뮬레이션 모델 개발

2.3.1. 시뮬레이션 모델 구성 및 유효성 확인

유압 시뮬레이션은 노외기계 내의 유압 시스템의 설계에서 시간과 비용을 줄일 수 있다는 장점 덕분에 다방면에서 활용되고 있다. 또한 제어 알고리즘을 실제 시스템에 적용하기 전에 시뮬레이션 모델을 통해서 다양한 제어 알고리즘을 적용하여 최적의 알고리즘과 특성치를 찾을 수 있다는 장점이 있다. 본 연구에서는 농업용 트랙터의 전방차축 현가장치의 유압 회로용 제어 알고리즘의 개발 및 적용을 위하여 유압 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 시뮬레이션 프로그램은 프랑스 ESI ITI 사의 Simulation X 프로그램을 사용하였다.

Figure. 28은 SimulationX 프로그램을 통해서 작성한 유압 시뮬레이션 모델이다. 2.1 절의 회로도 Figure. 18에서와 마찬가지로 어큐뮬레이터, 교축밸브, 체크밸브, 릴리프밸브와 유압호스로 구성하였다. 시뮬레이션 모델에 실제와 유사한 데이터를 넣기 위하여 시험기를 이용한 실험 데이터를 활용하였다. 시뮬레이션 모델 요소에서 일치 시켜야할 데이터는 Table. 11과 같다.

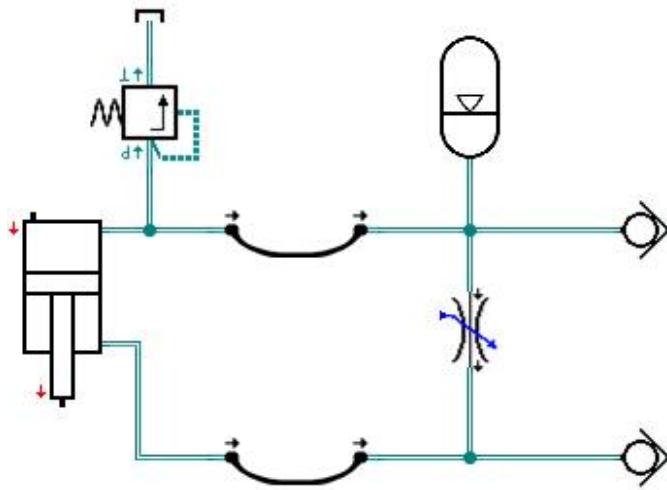


Figure. 28. hydraulic simulation model of a front axle suspension system using SimulationX

Table. 9. Hydraulic components and their characteristic value validated in simulation model

Hydraulic component	Validation data
Cylinder	diameter of piston/rod, maximum static friction, dynamic friction coefficient
Accumulator	nominal volume/pressure, elasticity
Throttle valve	pressure drop(according to voltage), viscous friction
Hose	hydraulic capacity

식 (10)은 실린더의 기하학적 구조에 대한 힘의 방정식이다. 이에 따르면, 현가장치에서 스프링상 질량에 전달되는 힘은 실린더 피스톤 헤드부와 실린더 로드부 사이에서 발생하는 힘과 경계 마찰을 더한 값이다. 여기서 경계 마찰력은 정지마찰력이나 운동마찰력을 나타낸다. 이러한

마찰력은 현가장치의 작동 값과 전달되는 힘의 손실을 나타내므로 너무 높지 않은 것이 좋으며 설계에서 중요하게 고려해야할 사양이다. 따라서 설계한 실린더의 마찰력을 구해서 시뮬레이션 모델에 반영해줄 필요가 있었다. 정지마찰력의 측정을 위해서, 실린더에 가하는 힘을 서서히 증가시키다가 순간적으로 움직이기 시작할 때의 로드셀의 힘을 측정하였으며, 운동마찰력의 측정은 움직인 직후에 나타나는 힘을 측정하였다.

$$F = (P_1 A_1 - P_2 A_2) + f_{boundary}$$

$$P_2 = P_1 - \Delta P \quad (10)$$

where,

F = Cylinder force transferred to sprung mass [N]

P_1 = Pressure of a cylinder piston head [N/m²]

P_2 = Pressure of a cylinder rod [N/m²]

A_1 = Area of cylinder piston head [m²]

A_2 = Area of cylinder rod [m²]

$f_{boundary}$ = Boundary friction concluding static and dynamic friction

ΔP = Pressure drop caused by viscous friction [N/m²]

현가장치의 감쇠 특성을 반영하기 위하여 교축밸브의 열림량에 따른 압력 강하를 측정하였다. 교축밸브의 열림량은 앰프 신호기를 통하여 전압을 전류로 바뀌서 조절하는 방식이었으며 밸브의 열림량 제어 범위는 Figure. 29와 같았다. 열림량은 최대 전류의 0 ~ 80%까지 부분에서 바뀌도록 구성이 되어있었다. 그 중에서 변화가 생기는 부분은 60 ~ 80% 부분이였다. 따라서 최대 인가 전압인 10 V의 0, 60, 80%에 해당하는 0 V, 6 V, 8 V의 전압을 인가하였을 때의 감쇠 특성을 반영하였다.

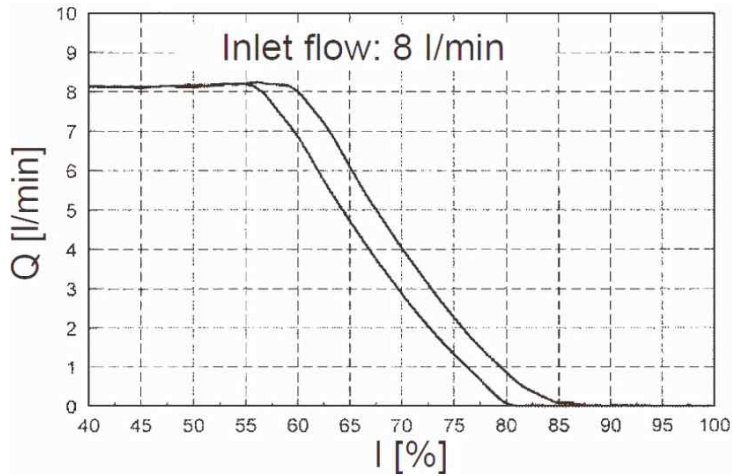


Figure. 29. Characteristic curves of the throttle valve regarding flow versus current

시험기를 통한 실험은 저속에서와 고속에서의 반응으로 나뉘어 실시하였다. 그 이유는 어큐뮬레이터의 탄성력과 교축 밸브의 점성 마찰력은 속도에 영향을 받으므로 저속에서 그 영향성을 제거하여 호스의 탄성력과 경계 마찰력과 분류해내기 위해서이다. 저속 실험은 0.001 m/s로 실린더를 압축시켰으며, 호스의 탄성력과 정지마찰력, 운동마찰력을 측정을 측정하였다. 고속 실험은 0.05 m/s로 압축, 인장을 반복하는 실험을 하였으며, 어큐뮬레이터의 탄성력과 교축밸브의 점성 마찰력을 측정하였다.

시뮬레이션에 반영한 시험기의 데이터는 시간에 따른 실린더에 작용하는 힘을 비교한 값이었다. 호스의 탄성력은 SimulationX상에서 호스의 탄성과 관련이 있는 유압 용량(hydraulic capacity)에 대입하였다. 유압 용량의 모델에 대한 식은 다음과 같다.

$$C_h = \frac{\delta V}{\delta p} = C_{Fl} + C_W \quad (11)$$

where,

C_h = Hydraulic capacity [m^5/N]

V = Volume of a dosed volume [m^3]

p = pressure of a dosed volume [N/m^2]

C_{Fl} = Hydraulic capacity of the fluid(due to the fluid compressibility)
[m^5/N]

C_W = Wall capacity(due to wall elasticity and local gas bubbles)
[m^5/N]

정지 마찰력과 운동 마찰력은 시뮬레이션 상에서 실린더의 기계적 마찰 손실에 반영하였다. 어큐뮬레이터의 경우, 교축밸브를 최대로 열었을 때와 가진부의 실린더를 압축 인장을 반복했을 때의 실린더 힘의 데이터를 측정하였다. 질소의 특징, 공칭 부피와 공칭 압력을 어큐뮬레이터 모델에 반영하였다. 어큐뮬레이터의 모델에 대한 식은 다음과 같다.

$$p = \frac{RT}{v} [1 + \sum B_i Y_i] \quad (12)$$

where,

p = Pressure in an accumulator [N/m^2]

v = Volume in an accumulator [m^3]

R = Gas constant of an ideal gas [$\text{N} \cdot \text{m}/\text{K}$]

T = Gas temperature in an accumulator [K]

B_i = modified Bender coefficients []

Y_i = arguments of an accumulator []

교축 밸브의 점성 마찰력의 경우, 밸브에 0 V, 6 V, 8 V의 전압을 인가했을 때 압축과 인장을 했을 때의 실린더의 힘을 측정하였다. 교축 밸브 모델에 시험기 데이터에 해당하는 밸브의 직경을 반영하였다. 교축 밸브의 모델에 대한 식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
Q &= \alpha A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p} \\
\alpha &= f(Re) \\
Re &= \frac{Q d_h}{A v}
\end{aligned} \tag{13}$$

where,

Q = flow rate in a throttle valve [m^3/s]

α = orifice coefficient in a throttle valve []

ρ = fluid density in a throttle valve [kg/m^3]

Δp = pressure loss between valve ends [N/m^2]

d_h = diameter of a throttle valve [m]

A = Cross sectional area of a throttle valve [m^2]

v = flow velocity in a throttle valve [m/s]

최종적으로 올바른 시뮬레이션이 완성되었는지를 알아보기 위하여 사인파 입력을 입력하였다. 사인파 입력은 2 Hz, 12.5 mm를 가하였고 시뮬레이션의 힘과 현가장치 시험기의 힘이 일치하는지 알아보았다. 교축 밸브의 전압을 0 V, 6 V, 8 V 가하였을 때 실린더의 힘을 서로 비교하였다. 이를 통하여 최종적으로 시뮬레이션 모델이 유효한지를 확인하였다.

2.3.2. 시뮬레이션 모델 분석

시뮬레이션 모델을 실제 트랙터와 유사한 조건으로 시뮬레이션 실험을 진행하였다. 실험조건으로 스프링 상 질량의 무게는 트랙터의 무게가 앞 뒤 차축으로 부하가 1/2씩 나뉘어 진다고 가정하였다. 실제 트랙터의 무게의 절반인 2000 kg의 차체의 무게를 가했으며, 그때의 실린더에 가해지는 압력인 15.6 MPa을 초기조건으로 설정하였다. 입력 가진은 실제 트랙터가 3, 10, 30 km/h의 아스팔트와 5 km/h로 인공험로를 주행했을 때 1초 동안 차축에 가해지는 가속도를 사용하였다. 실험 대상은 개발한 현가장치가 적용되지 않은 경우와 적용된 경우로 나뉘서 적용하였다. 현가장치가 있는 경우는 일반적으로 농용 트랙터는 감쇠 계수가 높은 상태로 주행하기 때문에, 교축 밸브의 지름을 8 V를 가했을 때의 상태로 실험하였다. 데이터의 분석은 시간영역에서의 가속도 비교, RMS 가속도 비교, 고속 푸리에 변환(FFT, Fast Fourier Transform) 가속도 비교 방법으로 실행하였다.

시뮬레이션 분석의 일환으로 교축밸브의 열림량에 따른 스프링하 질량과 스프링 상 질량의 가속도 변화를 실험하였다. 스프링하 질량의 가속도는 타이어의 접지성과 연관이 있으며, 스프링상 질량의 가속도는 승차감과 관련이 있다. 접지성을 측정하기 위해서 기존의 시뮬레이션 모델에 타이어 모델을 추가하였다. 타이어 모델은 Lines(1991) 등이 모델링한 13.6R38의 농용 타이어의 스프링 계수인 340 kN/m를 적용하였다. 입력 가진은 문헌에 따르면, 노외기계에서 저주파의 가진은 진폭이 크고 고주파의 가진은 진폭이 작기 때문에(Rideout, 2003), 인가한 값은 1 Hz(10 mm), 4 Hz(6.4 mm), 8 Hz(3.2 mm)이었다. 데이터는 교축밸브의 열림량이 최대 일 때와 최소 일 때를 비교하였다.

마지막으로 교축밸브 지름의 최적화 실험을 실시하였다. 앞서 설명했듯이 현가장치의 승차감과 안정성의 상충되는 관계가 존재하여 감쇠비에 따라서 그 값이 각각 변화하게 된다. 그 중에서 감쇠비가 변화할 때 승차감과 안정성을 모두 고려한 수치가 가장 좋은 상태를 최적화된 상태로

정의하였다. 즉, 승차감과 접지성을 나타내는 가속도 합이 최소가 되는 지점을 구하고자 하였다. 4 Hz, 6.4 mm의 가진 상태에서 교축 밸브의 지름에 따라 스프링 상과 스프링 하의 가속도 합이 가장 좋아지는 값을 구하였다. 특정 가진 상태에서 교축 밸브의 지름을 키우면 승차감이 좋아지고 줄어들면 접지성이 좋아지게 되므로, 접지성과 승차감의 합이 가장 좋은 상태로 만드는 교축 밸브의 지름을 현가장치의 최적값으로 정의하였다. 교축밸브의 최대 지름과 최소 지름의 차이를 10구간으로 나누고 그때의 승차감과 접지성의 합을 구하여 그래프로 나타내었다. 위 실험 조건들에 대한 요약은 Table. 10과 같았다.

Table. 10. Summary of the tests for the simulation model

Test	Objective	Excitation signal	Measurement data	Additional condition in model
1. Boundary condition test	To compare the data of simulation model and real tractor data	Acceleration of front axle (Asphalt : 3, 10, 30 km/h Wooden road : 5 km/h)	Acceleration of sprung mass(on/off)	-
2. Performance test	To test the performance of comfort and contact ability	Sine wave (1 Hz / 10 mm, 4 Hz, 6.4 mm, 8 Hz, 3.2 mm)	Acceleration of unsprung and sprung mass	Tire model(stiffness : 340 kN/m)
3. Optimization test	To optimize the simulation model	Sine wave(4 Hz, 6.4 mm)	Sum of RMS acceleration of unsprung and sprung mass	Tire model(stiffness : 340 kN/m)

3. 결과 및 고찰

3.1. 시험기 개발 및 테스트

시험기의 성능을 알아보기 위하여 계단 입력과 사인파 가진을 입력하였다. Figure. 30~32는 계단 입력에 대한 시험기의 추종 성능 테스트 결과이다. 1 V, 2 V, 10 V를 인가했을 때, 속도는 각각 11 mm/s, 65 mm/s, 80 mm/s로 나타났다. 이상적으로 추종했을 때와 비교했을 때, RMS 오차는 각각 $2.53(\pm 0.025)$ mm, $5.20(\pm 2.092)$ mm, $4.52(\pm 0.910)$ mm가 나타났다. 또한 입상 시간은 각각 $5.16(\pm 0.052)$ 초, $0.91(\pm 0.10)$ 초, $0.72(\pm 0.11)$ 초였으며, 정착 시간은 각각 $5.72(\pm 0.10)$ 초, $1.02(\pm 0.12)$ 초, $0.82(\pm 0.13)$ 초였다. 이를 통해서 천천히 인가되는 경우 비교적 빠르고 정확하게 추종하는 것을 알 수 있었다. 그 이유는 추종해야하는 속도가 빨라질수록 필요한 유량이 커지며, 서보 밸브에서 제어해야할 신호가 더 커지기 때문에 추종하는데 시간이 더 필요한 것으로 보인다.

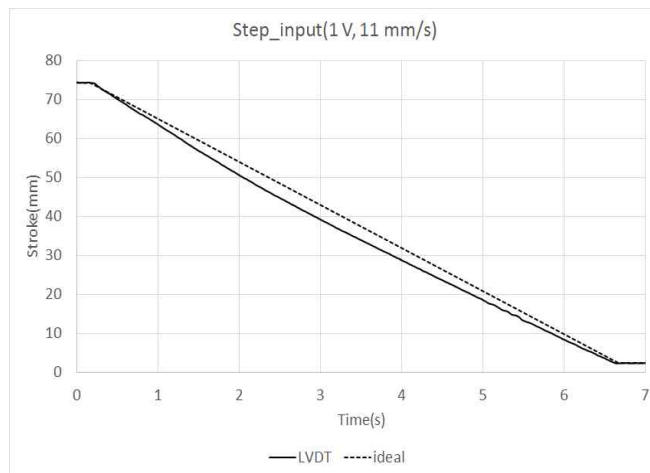


Figure. 30. Comparison of a step signal between real data and ideal data(1 V, 11 mm/s)

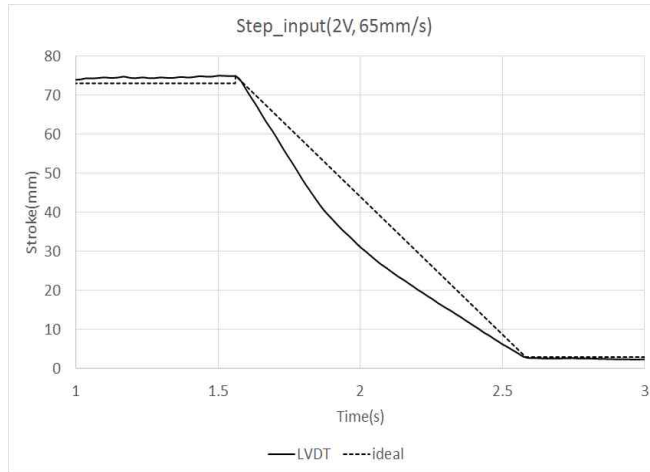


Figure. 31. Comparison of a step signal between real data and ideal data(2 V, 65 mm/s)

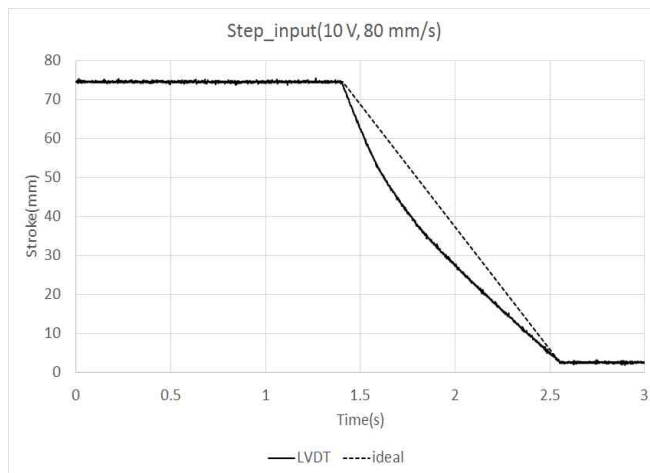


Figure. 32. Comparison of a step signal between real data and ideal data(10 V, 80 mm/s)

Figure. 33~35는 시험기의 사인과 입력의 추종 성능 테스트 결과이다. 주파수를 1 Hz, 2 Hz, 4 Hz를 입력했을 때, 서보 모터의 성능에서 최대 나타낼 수 있는 진폭은 각각 25 mm, 12.5 mm, 5.5 mm이었다. 고주파의 신호가 들어갈수록, 최대 진폭이 작아지는 것은 펌프와 모터의 최대 동력이 제한되어있기 때문이다. 이상적인 사인과 입력을 추종했을 때의 그래프와 차이를 나타내면, RMS 오차가 각각 $15.15(\pm 0.114)$ mm,

7.37(± 0.020) mm, 3.56(± 0.039) mm가 되었다. 이는 계단 입력에서와 마찬가지로 서보 밸브의 응답 속도 성능이 영향을 미쳤다고 볼 수 있다.

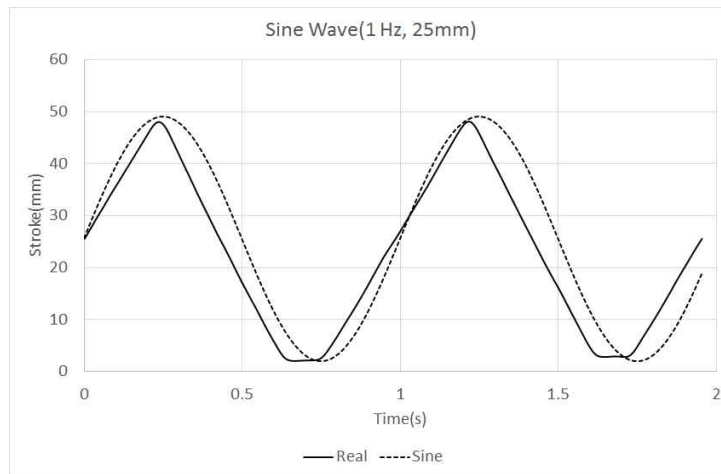


Figure. 33. Comparison of a sinusoidal signal between real data and ideal data(1 Hz, 25 mm)

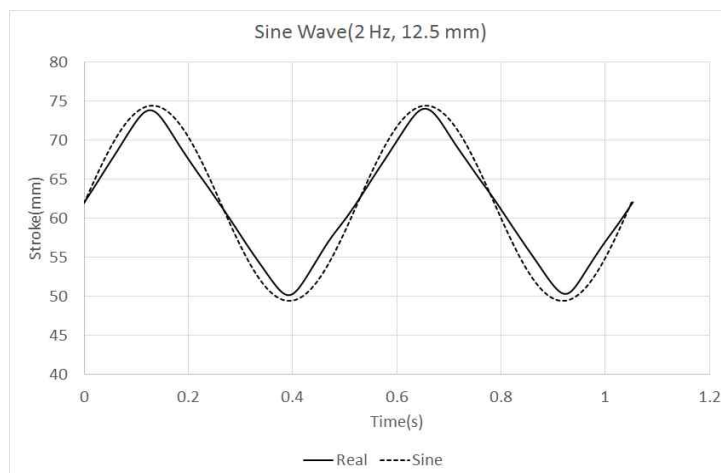


Figure. 34. Comparison of a sinusoidal signal between real data and ideal data(2 Hz, 12.5 mm)

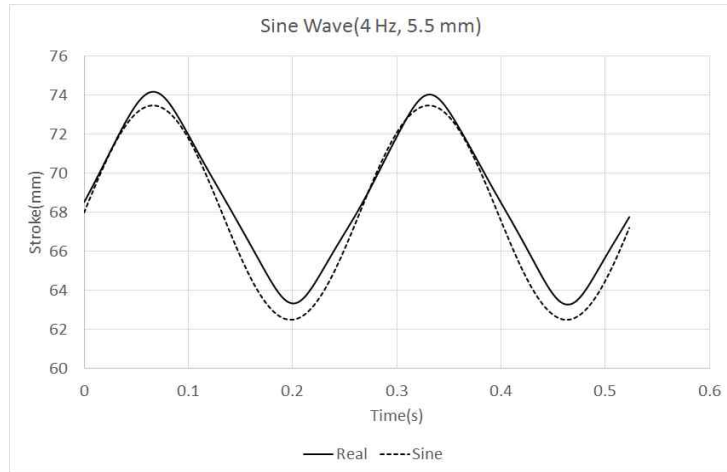


Figure. 35. Comparison of a sinusoidal signal between real data and ideal data(4 Hz, 5.5 mm)

시험기의 성능 테스트를 통하여 시험기의 성능이 현가장치의 성능 및 특성을 테스트하기에 적절하다는 것을 알 수 있었다. 계단 입력과 사인 입력 모두 이상적인 값에 정확하게 추종하지는 못했지만, 유사한 값으로 추종하였다. 따라서 시험기를 통해 시뮬레이션 설계나 제어 알고리즘 설계가 가능하며 또한 유효한 결과를 얻을 수 있을 것으로 판단되었다.

3.2. 시뮬레이션 모델 개발

3.2.1. 시뮬레이션 모델 구성 및 유효성 확인

Figure. 36은 SimulationX를 통해서 구성한 유압회로 모델이다. 실린더를 기준으로 아래에는 차축의 무게에 해당하는 200 kg의 질량체를 설치하였고 위쪽에는 차량의 무게에 해당하는 2000 kg 질량체를 설치하였다. 유압 회로는 압축과 인장 시에 감쇠력이 다른 측면이 있기 때문에 체크 밸브를 통하여 다른 유로를 통해 흐르도록 구성하였다. 그리고 릴리프 밸브와 체크밸브는 기존의 시험기의 특성치와 똑같은 데이터를 넣었다.

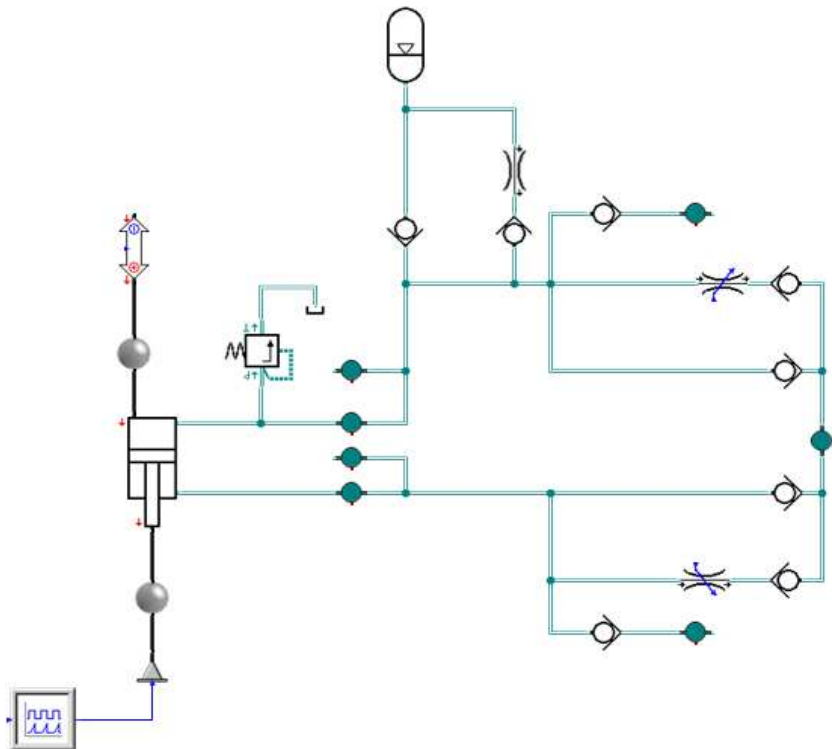


Figure. 36. Improved hydraulic pneumatic suspension circuit using SimulationX program

Figure. 37은 0.001 m/s에서 저속 실험을 통해서 구한 호스의 탄성력과 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 실제 실험 결과는 점선과 같았고 실선

은 시뮬레이션 실험 결과를 나타낸다. 이와 같은 호스의 탄성력을 넣기 위해서 SimulationX에서 부피 요소에 100 ml의 부피와 $12.5 \text{ cm}^3/\text{bar}$ 의 벽 용량을 대입하였다. 그 결과 Figure. 37과 같이 시험기에서의 호스 탄성력과 유사한 탄성력이 나타났다. 그때의 탄성계수를 구해보면 6.3 N/mm 가 나온다는 것을 확인할 수 있었다.

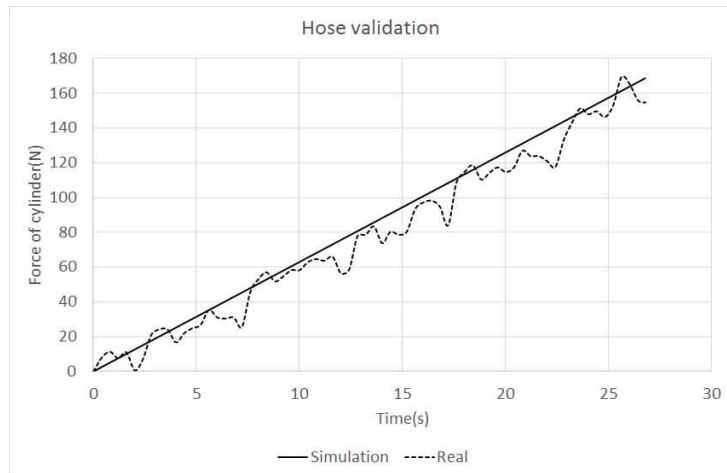


Figure. 37. Cylinder force versus time graphs in the suspension system used for hose validation

Figure. 38은 시험기를 통해서 측정한 경계 마찰력 데이터이다. 5초 이후에 움직이기 전에 최대 순간 마찰력은 $443.4(\pm 2.5) \text{ N}$ 이 나왔고 움직인 직후의 힘은 $388.4(\pm 10.3) \text{ N}$ 이 나왔다. 즉, 최대 정지 마찰력은 443.4 N 이라고 볼 수 있고 운동 마찰력은 388.4 N 이라고 볼 수 있다. 일반적으로 운동 마찰력이 최대 정지 마찰력보다 작게 나오며 실제 시험기를 통한 실험에서도 같은 결과가 나타났다. 이 실험을 통해서 얻은 경계 마찰력의 값을 SimulationX 프로그램 상의 실린더 모델에 반영하였다.

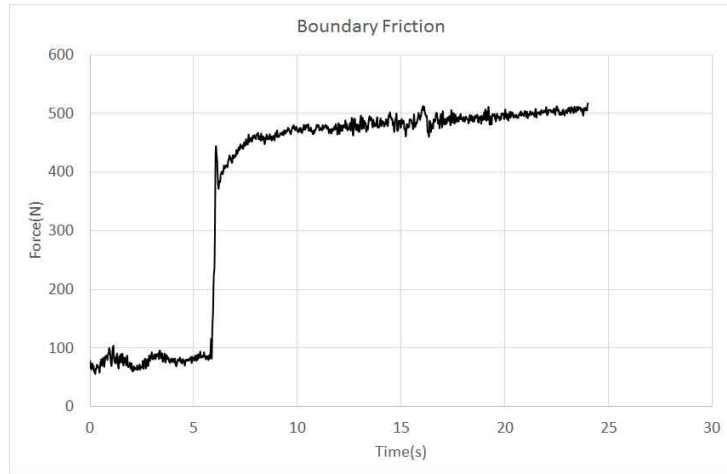


Figure. 38. Boundary friction versus time graph in the suspension system

Figure. 39는 시험기를 이용하여 교축 밸브에 0 V를 가하여 최대로 열었을 때, 어큐뮬레이터의 탄성력과 감쇠요소의 특징들을 측정한 데이터와 SimulationX 상의 데이터를 비교한 그래프이다. 시험기의 데이터인 점선의 데이터를 보면 0 ~ 2초 사이에 가진기의 속도를 0.05 m/s로 압축했을 때 최대 7000 N까지 상승하는 것으로 나타났다. 또한 6초 이후에 인장한 경우, 인장력이 -2500 N까지 상승하는 것으로 나타났다. 이는 압축 시의 감쇠력이 인장시보다 더 큰 것으로 나타난 결과이며, 압축 시 유체의 흐름에 저항하는 요소들이 더 많다는 것을 나타낸다. 유사한 그래프를 얻기 위하여 SimulationX에 어큐뮬레이터의 공칭 부피 2000 ml, 공칭 압력 15 bar를 반영하였다. 또한 SimulaionX 상에 교축 밸브의 지름을 3.3 mm로 하였고 인장 시, 3.7 mm로 반영하여 압축과 인장 시에 각각 다른 감쇠력이 작동하도록 하였다.

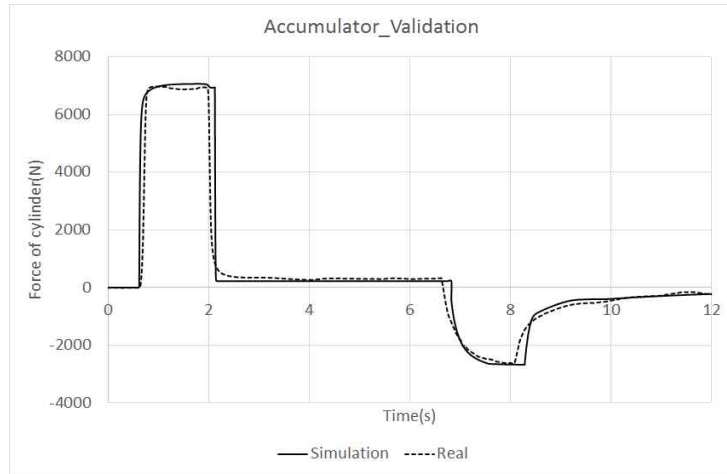


Figure. 39. Cylinder force versus time graphs in the suspension system used for accumulator validation

Figure. 40~41은 시험기에서 교축 밸브에 6 V와 8 V를 공급하여 직경을 줄였을 때 실린더의 힘에 대한 데이터를 나타낸 그래프이다. 0 V의 데이터와 마찬가지로 최대 압축력이 최대 인장력보다 큰 것으로 나타났다. 또한 8 V의 경우 교축 밸브의 지름이 줄어들어 더 큰 감쇠력이 작동하는 것으로 나타났다. 이러한 데이터를 얻기 위해서 압축 시, 6 V의 경우 교축 밸브의 지름인 3.7 mm, 3.3 mm에서 0.9 배를 하였고, 8 V의 경우 0.8 배를 하였다. 그 결과 그래프와 같이 유사한 실린더 힘의 데이터가 나타났으며, 교축 밸브의 신호를 통해서 감쇠력을 조절할 수 있도록 시뮬레이션 모델에 반영하였다.

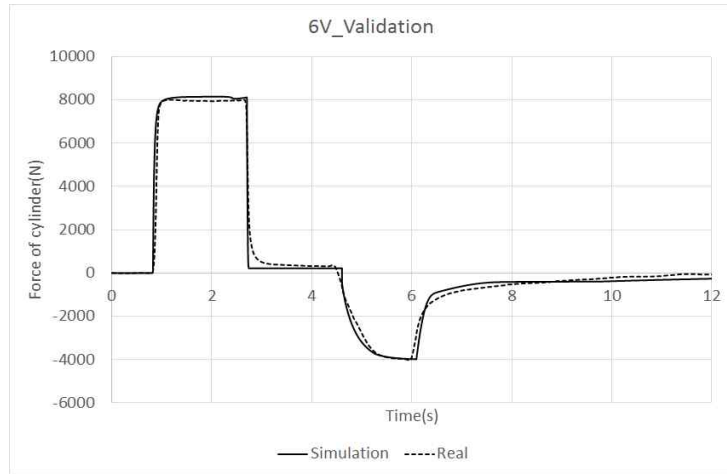


Figure. 40. Cylinder force versus time graphs in the suspension system used for throttle valve validation(6 V)

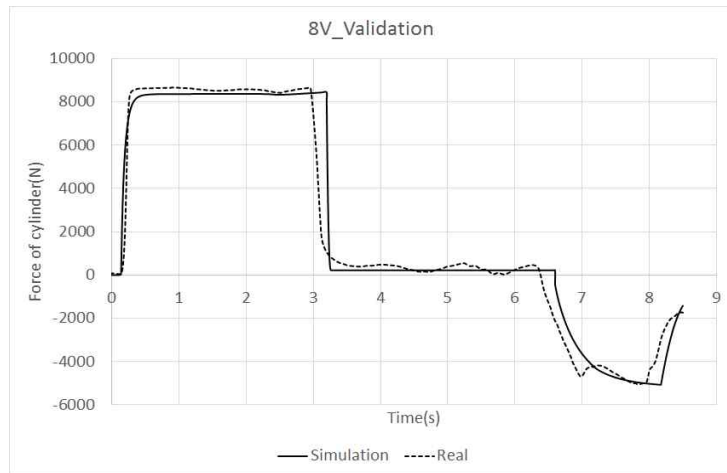


Figure. 41. Cylinder force versus time graphs in the suspension system used for throttle valve validation(8 V)

Figure. 42~44는 사인과 입력을 했을 때 시험기와 시뮬레이션의 실린더 힘을 비교한 그래프이다. 2 Hz, 12.5 mm의 가진을 가했을 때, 교축 밸브에 0 V, 6 V, 8 V를 가해주면서 직경을 변화 시켜줬다. 그 결과 아래와 같이 유사한 결과가 나타났다. 0 V의 경우 압축 시에 최대 3500 N 정도의 힘이 나타났고 6 V의 경우 3800 N, 8 V의 경우 4200 N 정도가 나타났다. 즉, 교축 밸브의 지름이 줄어들수록 실린더에 가해지는 힘이

증가한다는 것을 나타낸다. 반면에 인장 시의 힘은 최대 1200 N 정도로 전압의 크기에 따른 변화가 거의 없는 것으로 나타났다. 즉, 사인과 입력력에서 인장 시에는 교축 밸브의 지름에 의한 영향을 거의 받지 않는다는 것을 알 수 있었다.

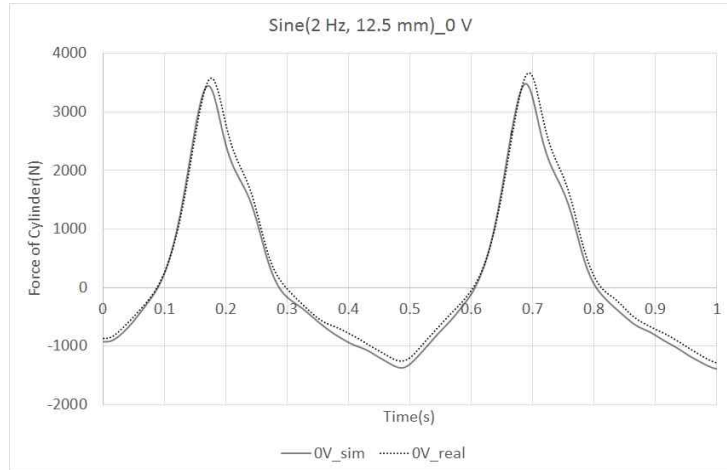


Figure. 42. Cylinder force versus time graphs in the suspension system when imposed sine wave(0 V)

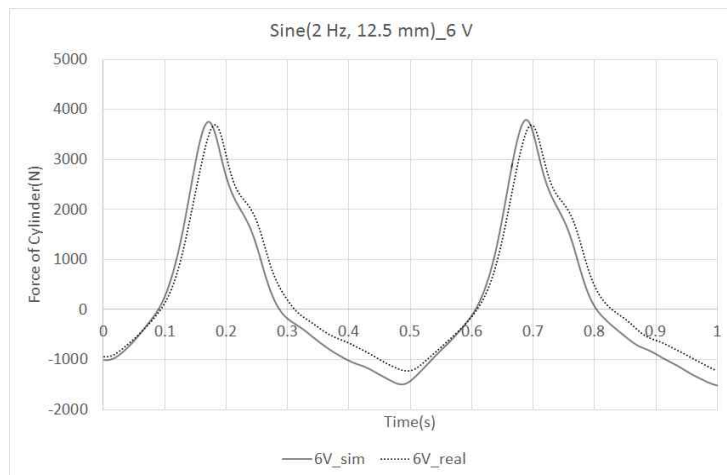


Figure. 43. Cylinder force versus time graphs in the suspension system when imposed sine wave(6 V)

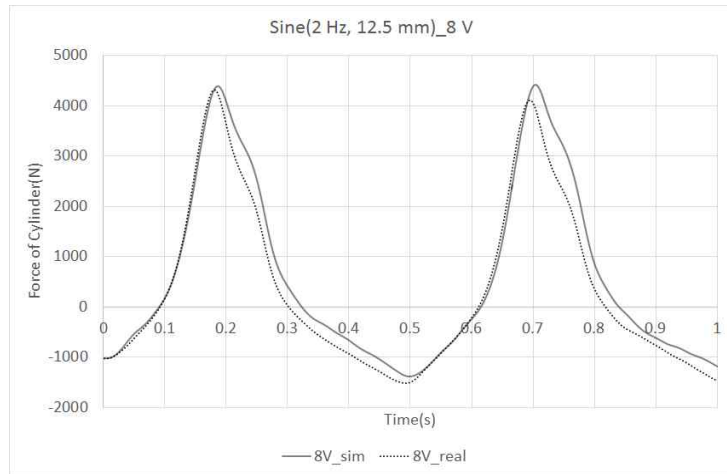


Figure. 44. Cylinder force versus time graphs in the suspension system when imposed sine wave(8 V)

앞의 시뮬레이션과 현가장치 시험기의 데이터를 비교하는 과정을 통하여 시뮬레이션 모델이 유효하게 나타나도록 구성하였다. 호스의 탄성 계수와 실린더의 마찰 계수를 넣어서 스프링력과 감쇠력 이외에 영향을 주는 요인을 반영하였다. 또한, 스프링력과 감쇠력을 나타내는 어큐물레이터와 교축 밸브의 반응 데이터를 넣어서 실제와 유사한 반응을 하도록 나타내었다. 마지막으로 사인과 입력을 가하였을 때 시뮬레이션 데이터를 확인함으로써 시뮬레이션 상의 사인과 가진 실험이 유효함을 보였다.

3.2.2. 시뮬레이션 모델 분석

Figure. 45~48은 위에서 구성한 시뮬레이션 모델에 실제 트랙터의 주행 노면 조건인 아스팔트 3 km/h, 10 km/h, 30 km/h와 인공험로 5 km/h의 차축 가속도를 넣었을 때, 스프링상 질량에서 나타난 가속도의 그래프이다. 속도가 빨라질수록, 험로일수록 현가장치의 유무에 관계없이 스프링상의 가속도는 커지는 것으로 나타났다. 이는 1.5.2절의 실차 실험 결과와 매우 유사한 형태로 나타난 것을 확인할 수 있었다. 또한 현가장치가 있는 경우가 없는 경우보다 가속도의 값이 더 작게 나오는 것을 확인할 수 있었다. Figure. 46의 RMS 데이터를 보게 되면 아스팔트 3 km/h, 10 km/h, 30 km/h, 인공험로 5 km/h에서 각각 82.0%, 83.9%, 53.6%, 57.2% 감소하였다. 아스팔트 30 km/h와 인공험로 5 km/h에서 감소율이 상대적으로 작게 나타났다. 1.5.2절의 실제 트랙터에서 측정한 시간 영역에서의 가속도 감소율은 각각 81.3%, 73.4%, 51.8%, 60.9%였는데 이와 비슷한 수준의 감소율을 보이는 것으로 나타났다.

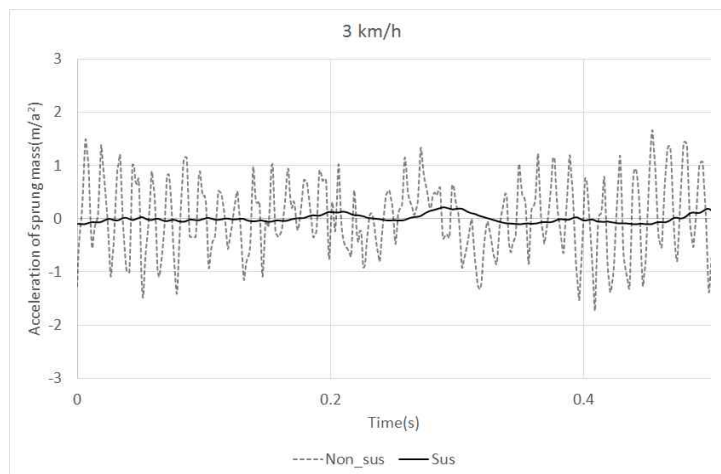


Figure. 45. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(3 km/h, asphalt)

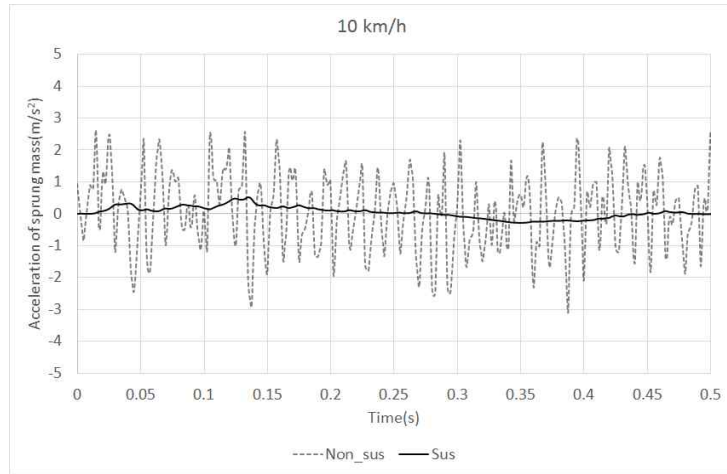


Figure. 46. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(10 km/h, asphalt)

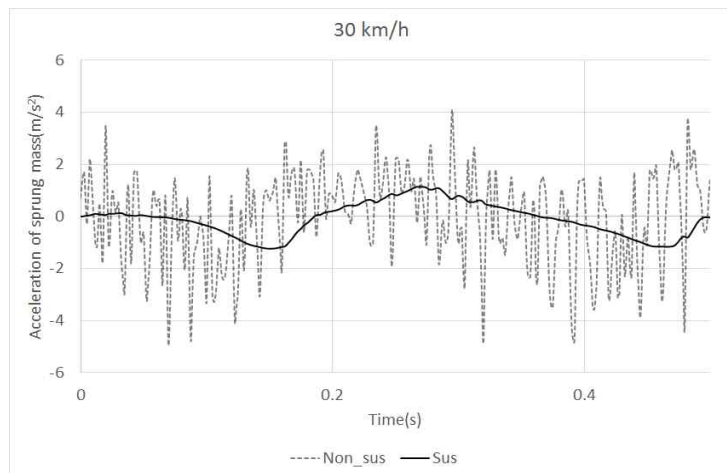


Figure. 47. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(30 km/h, asphalt)

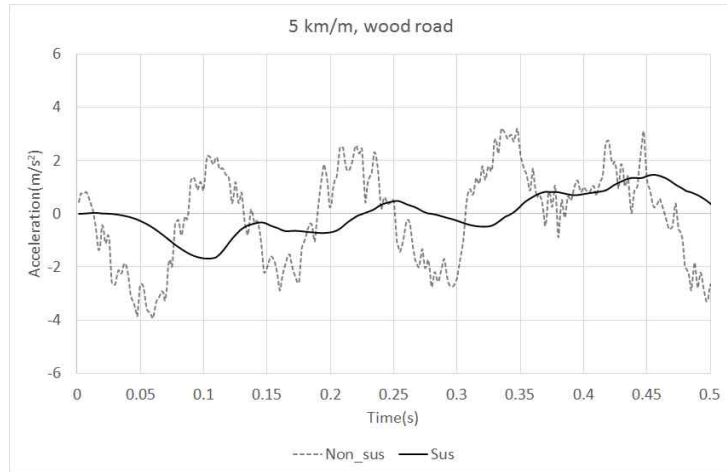


Figure. 48. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(5 km/h, wooden road)

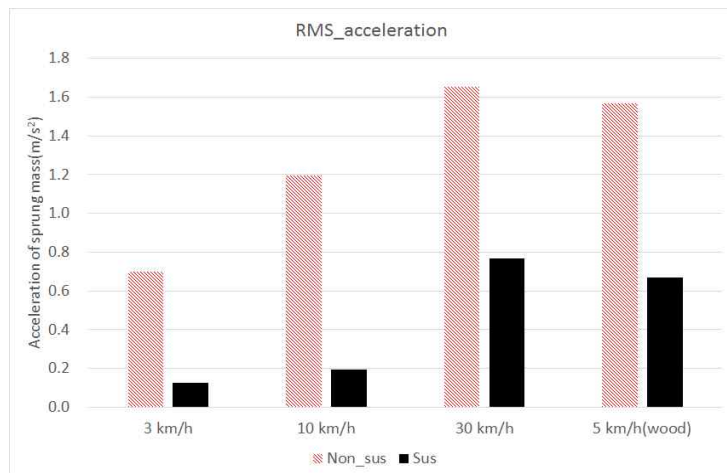


Figure. 49. Comparison of RMS acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension

Figure. 50~53은 위의 시뮬레이션 실험의 데이터를 고속 푸리에 변환을 통한 주파수 영역을 나타낸 그래프이다. 아스팔트 3 km/h, 10 km/h, 30 km/h, 인공험로 5 km/h 모두 현가장치가 있는 경우에 가속도가 큰 폭으로 감소한 것으로 나타났다. 그리고 속도가 증가할수록 스프링상 질량에 4~8 Hz의 진동이 더 많이 인가되며 현가장치가 설치된 경우 이 부

분의 진동이 큰 폭으로 감소하는 것으로 나타났다. Figure. 51은 4~8 Hz의 영역의 RMS 가속도의 데이터이다. 감소율은 각각 87.4%, 64.5%, 66.3%, 71.0%로 나타났다. 1.5.2절의 실제 트랙터에서 측정한 주파수 영역의 가속도 감소율은 43.43%, 73.67%, 54.32%, 75.15%가 나타났다. 이를 분석해보면 3 km/h와 30 km/h에서의 가속도 감소율은 시뮬레이션에서 더 큰 감소를 보이는 것으로 나타났다. 또한, 1.5.2절의 경향과 비슷하게 인공험로에서의 주파수를 고려한 가속도 감소율이 시간 영역에 데이터에 비해서 더욱 크게 감소한 것으로 나타났다(57.2% → 71.0%). 주파수 영역에서의 데이터를 통해, 설계한 시뮬레이션 모델이 Figure. 17에서 설명했던 현가장치의 기능인 저역 주파수 차단 필터의 기능을 올바르게 해낸다고 볼 수 있었다.

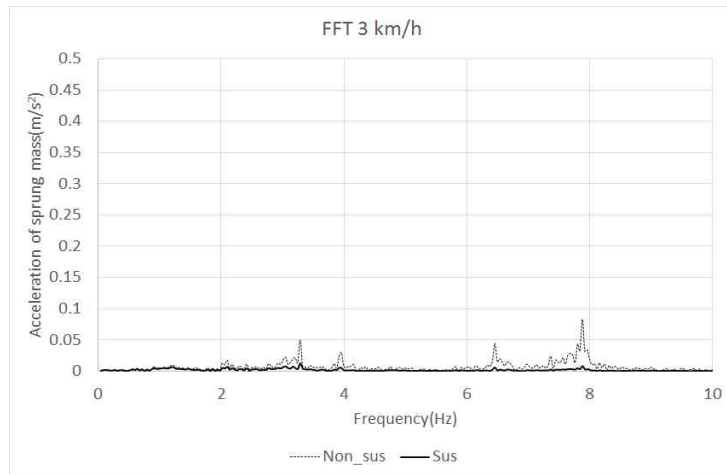


Figure. 50. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(frequency response, 3 km/h, asphalt)

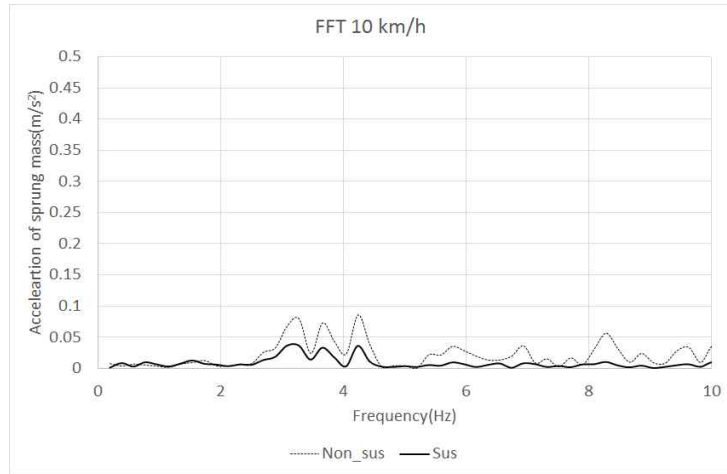


Figure. 51. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(frequency response, 10 km/h, asphalt)

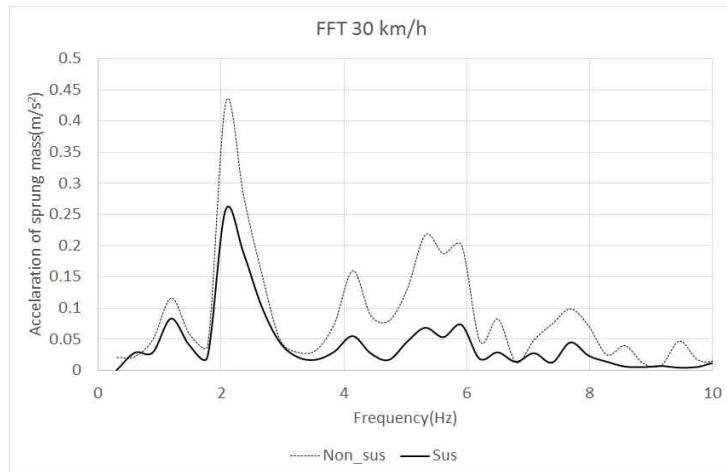


Figure. 52. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(frequency response, 30 km/h, asphalt)

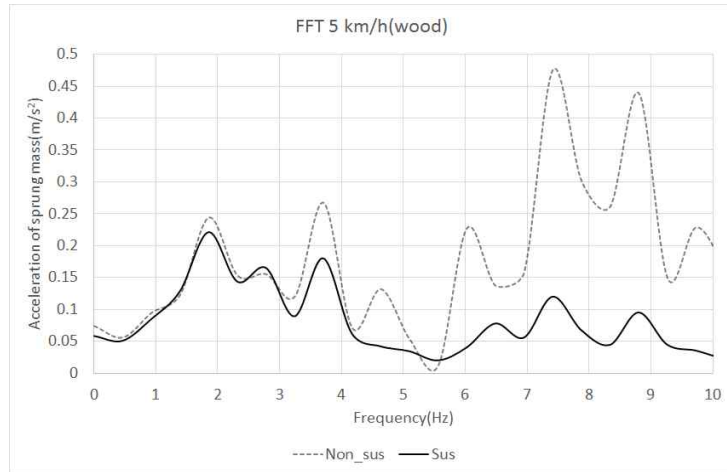


Figure. 53. Comparison of acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(frequency response, 5 km/h, wooden road)

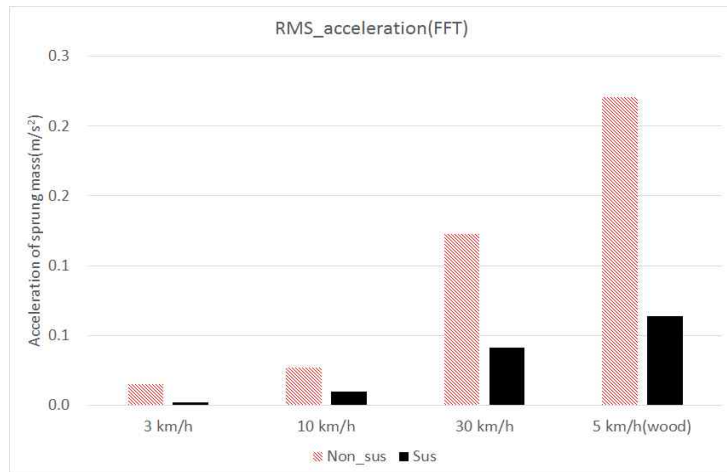


Figure. 54. Comparison of RMS acceleration of sprung mass between suspension and non-suspension(FFT analysis, 4~8 Hz)

Figure. 55~60은 교축밸브의 열림량에 따른 영향을 알아보기 실험한 주파수별 스프링상, 스프링하 질량의 가속도 그래프이다. Figure. 55, 57, 59를 통해 교축밸브의 열림량이 클수록(감쇠계수가 작을수록) 스프링상 질량의 가속도가 작아지는 것을 알 수 있었다. 이는 감쇠계수가 작을수록 승차감이 더 좋다는 이론과 일치하는 결과였다. 반면, Figure. 56의 1

Hz의 저주파에서 스프링하 질량의 가속도는 교축밸브의 열림량에 따른 차이가 거의 없는 것으로 나타났다. Figure. 58, 60의 4 Hz, 8 Hz의 공진 주파수 이상의 가진에서는 열림량이 작을수록 스프링하 질량의 가속도가 작게 나타났다. 이는 4 Hz와 8 Hz에서는 감쇠계수가 클수록 접지성이 더 좋다는 이론과 일치하는 결과였다. Figure. 61은 가속도 그래프의 RMS 값을 차트로 나타낸 그림이다. 이를 보면 공진주파수 이하의 가속도인 1 Hz의 경우, 감쇠계수에 큰 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. 반면에, 4 Hz와 8 Hz의 경우에는 감쇠계수가 승차감과 접지성에 영향을 주는 것으로 나타났다. 즉, 공진 주파수 이상에서만 감쇠계수와 승차감은 반비례하고 감쇠계수와 접지성은 비례한다는 결과가 나타났으며 공진 주파수 이하의 가속도는 크게 변하지 않는다는 것을 알 수 있었다.

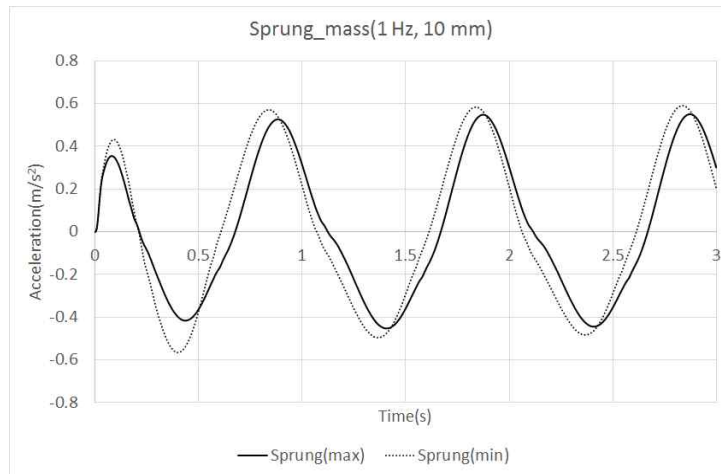


Figure. 55. Comparison of acceleration of sprung mass between maximum diameter and minimum diameter(1 Hz, 10 mm)

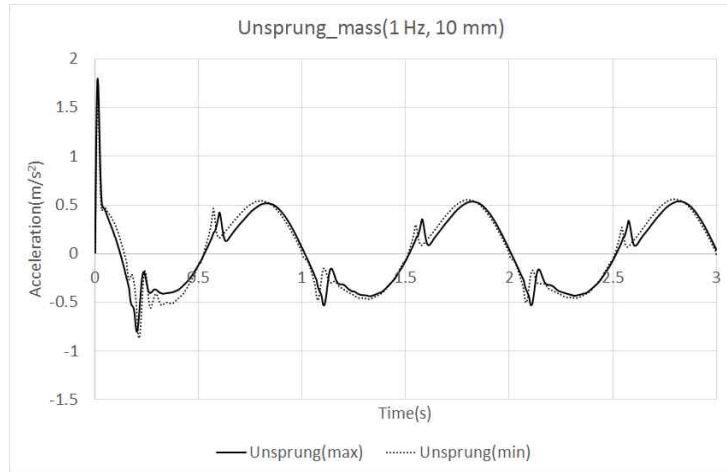


Figure. 56. Comparison of acceleration of unsprung mass between maximum diameter and minimum diameter(1 Hz, 10 mm)

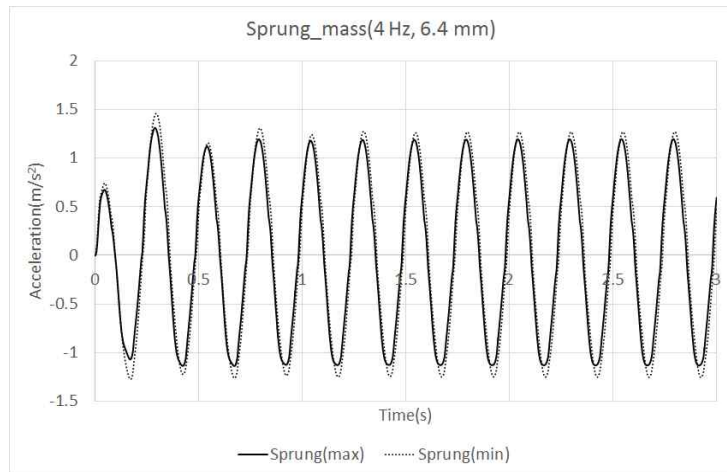


Figure. 57. Comparison of acceleration of sprung mass between maximum diameter and minimum diameter(4 Hz, 6.4 mm)

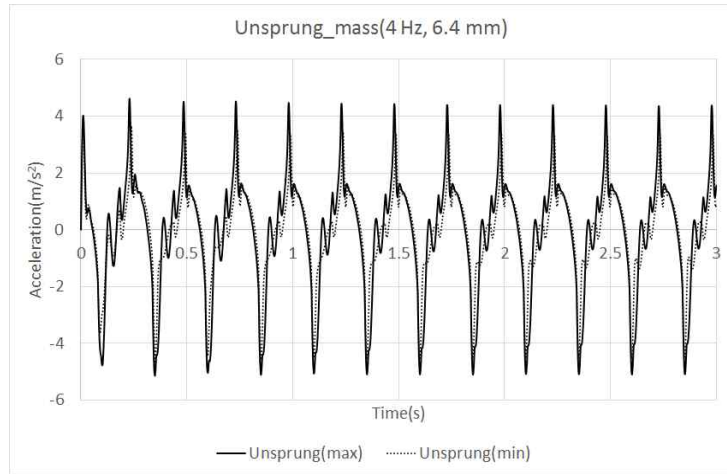


Figure. 58. Comparison of acceleration of unsprung mass between maximum diameter and minimum diameter(4 Hz, 6.4 mm)

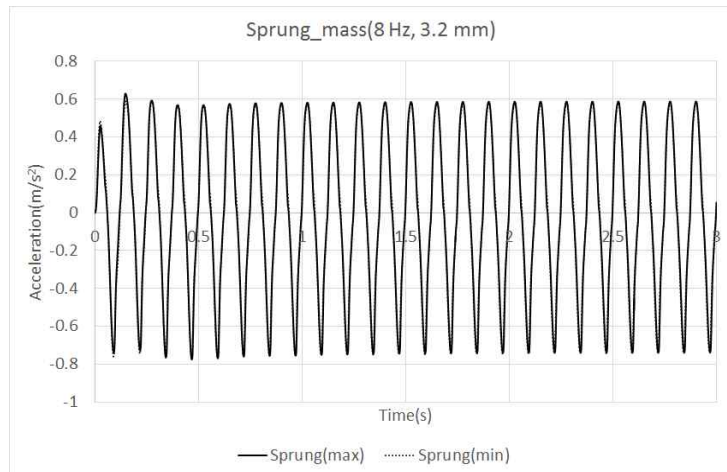


Figure. 59. Comparison of acceleration of sprung mass between maximum diameter and minimum diameter(8 Hz, 3.2 mm)

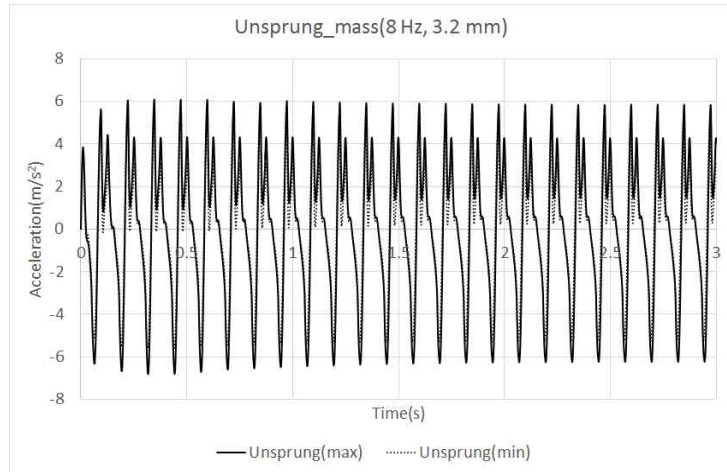


Figure. 60. Comparison of acceleration of unsprung mass between maximum diameter and minimum diameter(8 Hz, 3.2 mm)

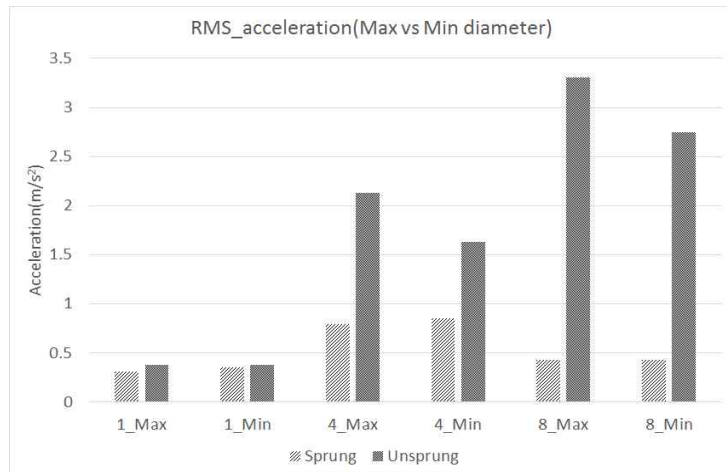


Figure. 61. Comparison of RMS acceleration of sprung / unsprung mass between maximum diameter and minimum diameter

Figure. 62~63은 주파수 별 데이터를 스프링 상과 스프링 하에 대해서만 따로 나타냈다. 스프링 상 질량의 가속도를 비교하면, 1 Hz와 4 Hz에서 지름이 크면 가속도가 작게 나타나는 것을 알 수 있었다. 스프링 하 질량의 가속도를 비교하면, 4 Hz와 8 Hz의 지름이 작을수록 가속도가 작다는 것을 알 수 있었다. 하지만, 지름의 변화에 따른 변화에서 스프

링 상의 경우 8 Hz에서 변화가 미미했고 스프링 하의 경우 1 Hz에서 변화가 미미한 것으로 나타났다. 이를 통해 봤을 때, 교축 밸브 지름을 통해 승차감과 접지성의 변화를 제공하는 제어 알고리즘의 경우 4 Hz 정도의 진동 가진에서 잘 나타나는 것을 알 수 있었다. 따라서 향후 제어 알고리즘을 개발함에 있어서 4 Hz 근처의 진동 가속도를 필터링하여 제어의 변수로 활용할 수 있을 것을 보인다.

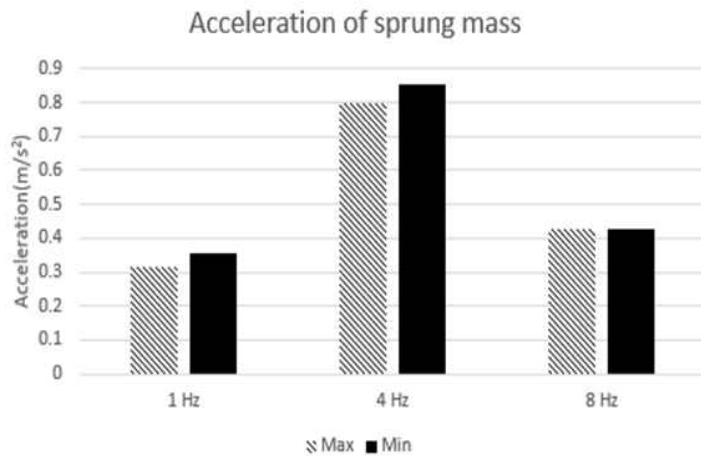


Figure. 62. Comparison of RMS acceleration of sprung mass between maximum diameter and minimum diameter

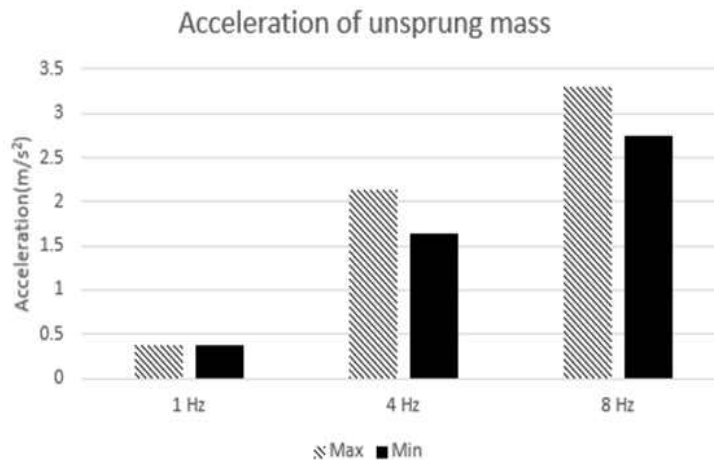


Figure. 63. Comparison of RMS acceleration of unsprung mass between maximum diameter and minimum diameter

Figure. 64는 현가장치 유압회로의 최적화를 위해서 승차감과 접지성의 합을 최대로 하는 교축 밸브의 크기를 구하기 위한 데이터이다. 승차감은 스프링상 질량의 가속도의 크기와 반비례하는 관계가 있고 접지성은 스프링하 질량의 가속도의 크기와 반비례하는 관계가 있다. 승차감과 접지성의 합의 크기는 교축 밸브의 지름이 증가할 때 감소하다가 다시 증가하는 경향을 보였다. 이는 교축밸브의 지름이 최소일 때는 스프링상 질량의 가속도가 커지게 된 영향이 커진 것이고 반대로 지름이 최대일 때는 스프링하 질량의 가속도가 커지게 되어 두 수치의 합이 커지게 되기 때문이다. 그래프를 보게 되면, 3.3 mm의 지름에서 합의 최소가 되는 것으로 나타났으며 이 값이 현가장치의 최적의 값이라고 할 수 있었다.

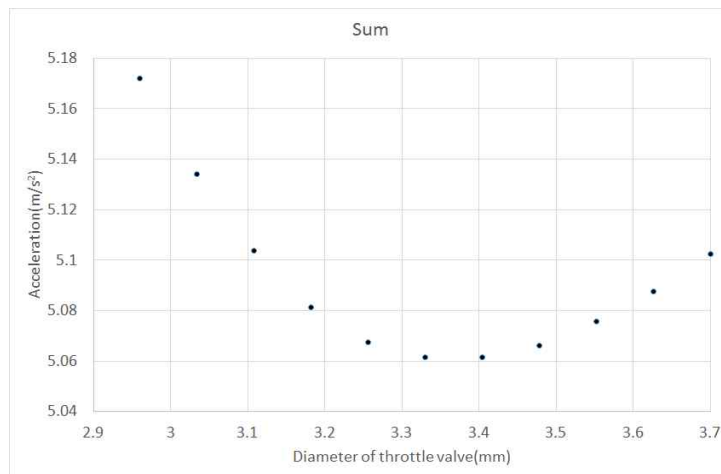


Figure. 64. Sum of RMS acceleration of unsprung mass and sprung mass

위의 시뮬레이션 모델의 개발을 통해 실차 실험의 입력 가진 데이터와 주파수별 가진 데이터를 포함하여 적절하게 설계되었다고 확인할 수 있었다. 실차 실험의 차축 가속도 인가 실험을 통하여 실제와 유사한 진동 감소 효과가 나타났으며 사인파 가진의 인가 실험을 통하여 시뮬레이션 모델의 현가장치의 성능이 유효함을 알 수 있었다. 마지막으로 최적화 실험을 통하여 교축 밸브의 최대와 최소 사이의 중간 값에서 승차감과 접지성의 최적화 값이 나타난다는 사실을 알 수 있었다. 이렇게 개발

된 시뮬레이션 모델은 향후의 제어 알고리즘 적용과 최적화 연구에 사용할 수 있을 것이며, 또한 동역학 해석 등 다양한 해석 프로그램에 적용할 수 있을 것으로 생각된다.

4. 요약 및 결론

본 연구에서는 국내 농용 트랙터 전방차축 현가장치 개발을 위한 유압 회로 구성 및 시뮬레이션 모델 개발을 연구하였다. 전방차축 현가장치용 유압 회로의 구성은 현가장치 이론과 국내 트랙터의 사양에 따라서 설계되었다. 국내 트랙터의 펌프에 맞도록 실린더의 치수를 결정하였고 또한 재생식 회로를 통해 실린더와 다른 요소들 사이를 연결하였다. 어큐뮬레이터의 선정은 공진 현상을 피할 수 있도록 충분히 낮은 고유 진동수를 갖도록 수치를 정하였으며, 교축밸브의 선정은 전자식으로 제어할 수 있도록 비례 유량 제어 밸브를 이용하였다. 또한, 안전을 위하여 릴리프 밸브와 체크 밸브를 선정하였다.

선정한 유압 요소들을 바탕으로 회로의 유효성을 확인하기 위하여 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 시뮬레이션 모델은 현가장치 시험기에서 얻은 데이터와 유사하도록 만들었다. 시험기는 가진부와 회로부로 나누었으며 회로부에 앞서 선정했던 사양들을 반영하여 구성하였다. 고속과 저속으로 나뉘서 실린더를 가진하여 나온 실린더에 전달되는 힘을 통해 시뮬레이션 모델과 시험기의 데이터를 일치시켜 시뮬레이션 모델의 유효성을 확인하였다. 시뮬레이션 모델을 통한 실험에서, 구성한 현가장치는 현가장치가 없는 경우보다 최대 83.9%까지 더 나은 진동 차단 효과를 나타내었다. 또한, 다양한 가진 주파수에 따른 실험을 통해 이론과 유사한 실험 결과 값이 나왔으며 최적화 실험을 통해서 최적의 교축 밸브의 값을 찾아냈다.

본 연구에서 구성한 현가장치는 농용 트랙터 전방차축의 특성을 반영하였다. 현재 전방차축 현가장치가 장착된 트랙터가 없는 상황에서 개발상의 비용과 시간을 단축하기 위하여 유압 회로의 요인들의 특성을 알아내기 위하여 현가장치용 시험기를 개발하였다. 이는 차축 이외의 다른 현가장치에도 적용할 수 있을 것으로 보이며 추가적인 유압 요소들의 테스트를 해볼 수 있을 것이다. 또한 현가장치용 시험기를 통하여 구성한 시뮬레이션 모델은 실제 트랙터의 차축에서와 비슷한 진동 감소율을 나타냈다. 따라서 개발한 유압 회로를 실제 농용 트랙터에 설치하게 된다면 시판 되고 있는 현가장치와 유사한 성능을 나타낼 것으로 보인다. 향후 연구로서, 구성한 현가장치를 실제 농용 트랙터에 적용하여 현가장치

의 링크 구조와 함께 적용하였을 때의 효과를 살펴볼 필요가 있다. 또한, 비선형적인 요소를 최적화한 제어 알고리즘을 구성해볼 수 있을 것으로 판단된다.

5. 참 고 문 헌

1. Agharkakli, A., Sabet, G. S., & Barouz, A. 2012. Simulation and analysis of passive and active suspension system using quarter car model for different road profile. *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 3(5), 636-644.
2. Bauer, W. 2010. *Hydropneumatic suspension systems*. Springer Science & Business Media.
3. Chengbin, W., & Long, Q. 2011. Study on simulation and experiment of hydraulic excavator's work device based on simulation X. In *Electric Information and Control Engineering (ICEICE)*, 2011 International Conference on. IEEE, 1742-1745.
4. Cho. B. J., Kim H. J., Yoon. Y. H., Lee S. S., & Ahn S. W. 2016. Improved Design of Hydraulic Circuit of Front-end Loader for Bump Shock Reduction of an Agricultural Tractor. *Journal of Drive and Control*, 13(2), 10-18.
5. Choi, Y. G. 2009. Development of a Seat Vibration Test Stand for Agricultural Tractor. (Doctoral dissertation, SNU).
6. Deprez, K., Moshou, D., Anthonis, J., De Baerdemaeker, J., & Ramon, H. 2005. Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions. *Computers and Electronics in Agriculture*, 49(3), 431-440.
7. Els, P. S. 2005. The applicability of ride comfort standards to off-road vehicles. *Journal of Terramechanics*, 42(1), 47-64.
8. Fischer, D., & Isermann, R. 2004. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions. *Control engineering practice*, 12(11), 1353-1367.

9. Giliomee, C. L., & Els, P. S. 1998. Semi-active hydropneumatic spring and damper system. *Journal of terramechanics*, 35(2), 109-117.
10. ISO 2631-1. 1997. Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration. International Organization for Standardization.
11. Langdon, J. D. 2007. Design and adaptive control of a lab-based, tire-coupled, quarter-car suspension test rig for the accurate re-creation of vehicle response.
12. Lines, J. A. 1991. The suspension characteristics of agricultural tractor tyres.(Doctoral dissertation, Cranfield University).
13. Rideout, G., & Anderson, R. J. 2003. Experimental testing and mathematical modeling of the interconnected hydragas suspension system (No. 2003-01-0312). SAE Technical Paper.
14. Sarami, S. 2009. Development and evaluation of a semi-active suspension system for full suspension tractors (Doctoral dissertation, Berlin TU, Fachbereich Konstruktion von Maschinensystemen).
15. Savaresi, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., & Dugard, L. 2010. Semi-active suspension control design for vehicles. Elsevier.
16. Shamshiri, R., Ismail, W. I. W., & Ishak, W. 2013. Design and analysis of full-state feedback controller for a tractor active suspension: Implications for crop yield. *International Journal of Agriculture & Biology*, 15(5).
17. Sim, K., Lee, H., Yoon, J. W., Choi, C., & Hwang, S. H. 2017. Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural

- tractors. *Journal of Terramechanics*, 69, 23-32.
18. Uys, P. E., Els, P. S., & Thoresson, M. 2007. Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds. *Journal of Terramechanics*, 44(2), 163-175.
19. Van der Sande, T. P. J., Gysen, B. L. J., Besselink, I. J. M., Paulides, J. J. H., Lomonova, E. A., & Nijmeijer, H. 2013. Robust control of an electromagnetic active suspension system: Simulations and measurements. *Mechatronics*, 23(2), 204-212.

Abstract

Simulation of the Hydro-Pneumatic Front Axle Suspension of Agricultural Tractor

Cho, Bongjin

Department of Biosystems Engineering

The Graduate School

Seoul National University

In this paper, a hydro-pneumatic circuit for the front axle suspension system of an agricultural tractor was modelled and simulated which could be used to effectively reduce shocks caused by unevenness of off-road conditions. A test rig was fabricated for model validation. The simulation model of the designed hydro-pneumatic circuit was for A hydro-pneumatic suspension circuit was configured, and the simulation model for the circuit was developed by a simulation program and a laboratory-made test rig. The circuit consisted of a cylinder, an accumulator, and a throttle valve. The accumulator could absorb energy of the vibration like a spring, and the throttle valve which was similar with a hydraulic restriction could dissipate kinetic energy of the vibration like a damper. The specification of the cylinder was determined by the weight of the korean tractor. The specification of the accumulator was decided by a natural frequency of the shock. The throttle valve was a flow control valve which could control the area of

the bore.

To develop the simulation model for the circuit, the SimulationX was used. The test rig was designed and configured. The test rig was used for testing the component and the system of the circuit. By measuring the cylinder force, the model was validated. The test for verifying the simulation model was conducted, and the results showed that up to 83.9% reduction of vibration levels was achieved. Finally, the control algorithm which was concerned with the features of the tractor was developed. The algorithm was composed of a comfort mode and a working mode. The test results for the algorithm showed that the comfort and the working ability were improved by 5.1%, and 18.6% respectively.

In this study, the hydro-pneumatic circuit which was the fundamental component of the front axle suspension system was developed. Also, the simulation model for the system was developed. By using the model, various experiments and algorithms can be tested based on simulation results. For further studies, the suspension system should be installed, and tested in real farm land. Also, the optimized algorithm should be configured.

keywords : Suspension, Front axle, Shock reduction, Simulation, Test rig, Control algorithm

Student Number : 2015-23025